

基于幅频特性曲线簇公共点的智能弹簧 减振系统参数设计

倪 德, 朱如鹏, 鲍和云, 陆凤霞, 付秋菊

(南京航空航天大学 机电学院 江苏省精密与微细制造技术重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 研究了无阻尼智能弹簧减振系统的一种参数设计方法. 采用等效线性化方法将系统中的干摩擦阻尼等效成黏性阻尼, 建立系统的数学模型, 推导出无量纲化的振动微分方程, 得到系统频响特性的解析解. 对系统幅频特性进行了数值分析, 结果发现: 幅频特性曲线簇通过一个公共点, 该公共点随质量比的增大向左偏移, 随刚度比的增大向右偏移; 系统存在一个最优控制参数值, 使系统幅频特性曲线峰值最小, 其随质量比的增大而减小, 但不受刚度比的影响. 根据公共点的性质, 得到幅频特性曲线簇公共点对应的频率比、最优控制参数和最小振幅的计算公式. 确定系统参数的选用原则与范围, 并利用公共点提出智能弹簧减振系统参数设计的方法和步骤.

关 键 词: 参数设计; 减振; 智能弹簧; 公共点; 干摩擦

中图分类号: V21; H113; O328

文献标志码: A

Parameters design of smart spring vibration suppression system based on common point of amplitude frequency characteristic curve cluster

NI De, ZHU Ru-peng, BAO He-yun, LU Feng-xia, FU Qiu-ju

(Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro-Manufacturing Technology,

College of Mechanical and Electrical Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A design method of system parameters for undamped smart spring vibration suppression system was studied. The dry friction damping of the system was transformed equivalently to viscous damping by equivalent linearization technique, as a result, the mathematical model of the system was established. The dimensionless differential equations of vibration were derived and the analytic solution of frequency response characteristics was obtained. The amplitude frequency characteristics of the system were numerically analyzed. The study results reveal that the amplitude frequency characteristic curve cluster of the system has a common point that will be shifted to the left as the mass ratio increases and to the right as the stiffness ratio increases. There is an optimum value, for the control parameters of system, which could make the peak value of amplitude frequency characteristic curve of the system be minimum. The optimum control parameter will reduce with the increase of the mass ratio, but it is not affected by the stiffness ratio. The formulas of frequency ratio, optimum control parameter and minimum amplitude corresponding to the common point of amplitude frequency characteristic curve cluster were derived. The selection principle and range of system parameters were proposed. The design method and procedures of system parameters

收稿日期: 2013-06-11

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金(20113218110017); 江苏高校优势学科建设工程;

江苏省普通高校研究生科研创新计划(CXZZ11_0199); 中央高校基本科研业务费专项资金

作者简介: 倪德(1986—), 男, 湖南益阳人, 博士生, 主要从事机械传动系统动力学及减振研究.

ters of smart spring vibration suppression system were presented.

Key words: parameters design; vibration suppression; smart spring; common point; dry friction

有害的振动影响人们的生活环境和各类机械产品的综合性能,各种减振技术应运而生.主动减振技术依靠外部能量可调节系统参数,适应频带宽,对被动减振技术无能为力的低频振动仍然有效^[1-2].作动器作为主动减振的关键部件,要求响应快、频带宽、质量轻等特性,压电陶瓷作动器(PZTA)的主动减振技术得到广大研究者的青睐^[3].Gennaretti 等^[4]提出的智能弹簧概念也是一种基于 PZTA 的主动减振方法,其通过施加控制电压使 PZTA 动作而产生微位移,改变振动系统阻抗特性,包括阻尼、刚度、质量,以间接的方式减小振动的传递.与直接抑制激振力的方式相比^[5],它不需要复杂的位移放大装置,也不需要很高的驱动电压,更易于实现^[6],有望用于航空发动机和传动系统的减振中.

CHEN, Nitzsche, Wickramasinghe 等^[6-10]针对直升机旋翼转子的扭转振动问题进行了深入研究,通过数值仿真与试验验证了基于智能弹簧技术的转子减振效果,并开发了相应的控制算法. Coppotelli 等^[11]通过试验研究了智能弹簧作动器的模态特性,通过模态参数的分析展示了智能弹簧改变直升机桨叶动态行为的能力. Afagh 等^[12]研究了装有智能弹簧的直升机旋翼转子的建模与稳定性分析方法. Cavalini 等^[13]提出基于智能弹簧装置的半主动减振方法,使旋转机械能安全跨越临界转速.倪德等^[14]对两级智能弹簧装置的减振性能及其影响因素进行了分析.范天宇^[15]提出的弹性支承干摩擦阻尼器,利用动、静摩擦片之间的摩擦为转子系统提供阻尼,降低通过临界转速时的转子振动.王四季等^[16-18]在此基础上发展了主动式弹性支承干摩擦阻尼器,利用电磁铁根据转子振动的大小控制动、静摩擦片之间的压力及动、静摩擦片的接触和分离,主动控制阻尼器附加到转子系统的阻尼和支承刚度,具有很好的减振效果,其原理与智能弹簧概念相似.

PZTA 控制电压的施加范围有限,为在有限的电压范围内获得最佳的减振效果,有必要研究其系统参数的设计方法,目前公开发表的文献中鲜见有与此相关的报导.本文采用解析法研究智能弹簧减振系统(下文简称系统)的频响特性,分析系统参数与幅频特性曲线簇公共点的关系,并

提出基于该公共点的系统参数设计方法与步骤,对智能弹簧减振系统的分析与设计具有一定的理论指导意义.

1 智能弹簧减振系统的频响特性

1.1 运动方程

智能弹簧减振系统模型如图 1 所示,由基本弹簧-质量系统和主动弹簧-质量系统组成,为便于描述,后文称前者为主系统,后者为辅助系统.基本弹簧与主动弹簧平行布置,刚度分别为 k_1 和 k_2 . m_1 为与基本弹簧相连的振动结构及其他部件的等效质量, m_2 为与主动弹簧相连的 PZTA 及其他部件的等效质量.系统下端固定于基础之上,上端承受外部激励 $F(t)$.辅助系统与主系统间有一初始间隙 δ , PZTA 不工作时,两系统的运动相互独立. PZTA 接受控制电压后产生微位移,当其大于 δ 后,将在主系统上作用控制力 $N(t)$.若主系统与辅助系统间有相对运动,控制力 $N(t)$ 在两系统间引起滑动摩擦力 F_d 耗散系统振动能量,减小振幅,称为阻尼控制.随 $N(t)$ 增大,辅助系统将因黏滞效应逐渐与主系统结合到一起.当 $N(t)$ 足够大时,主系统与辅助系统必完全结合到一起,成为一个单自由度系统.不同的系统参数匹配方式下,耦合系统的固有频率可能远大于原主系统固有频率,对应的控制方式称为刚度控制;也可能远小于原主系统固有频率,对应的控制方式称为质量控制^[19].所以,当 PZTA 产生的微位移大于 δ 后,系统的振动微分方程可表示为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 = F(t) - F_d \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 = F_d \end{cases} \quad (1)$$

式中

$$F_d = \begin{cases} \mu_d N(t) & v_t > 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 & |m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2| \leq \mu_s N(t), v_t = 0 \\ -\mu_d N(t) & v_t < 0 \end{cases}$$

其中 $v_t = \dot{x}_1 - \dot{x}_2$; μ_d, μ_s 为动、静摩擦因数, x_1 为主系统的位移, x_2 为辅助系统的位移.

智能弹簧装置中含有干摩擦,为向量场非连续的动力系统,其响应的精确解形式十分复杂^[20],不利于参数设计的解析研究.为简化计算,工程上常

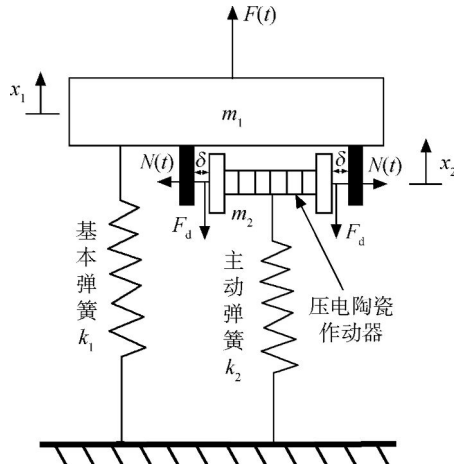


图1 智能弹簧减振系统模型

Fig. 1 Model of smart spring vibration suppression system

将非黏性阻尼等效为黏性阻尼. 等效原则是: 等效黏性阻尼与非黏性阻尼在一个振动周期内消耗的能量相等^[21].

系统的外部激励为 $F(t) = f_0 \sin \omega t$, 则等效黏性阻尼两端的相对位移的稳态定常解为

$$x_r = x_1 - x_2 = X_r \sin(\omega t + \phi_{xr}) \quad (2)$$

从而得到等效黏性阻尼系数为

$$C_{eq} = \frac{4\mu_d N(t)}{\pi \omega X_r} \quad (3)$$

因此, 滑动摩擦力 F_d 可等效为

$$F_d = C_{eq} \dot{x}_r \quad (4)$$

根据式(2)与式(4), 系统运动微分方程式(1)可改写为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 = f_0 \sin \omega t - C_{eq} \dot{x}_r \\ m_2 (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_r) + k_2 (x_1 - x_r) = C_{eq} \dot{x}_r \end{cases} \quad (5)$$

定义如下无量纲参数: $\alpha = m_2/m_1$, $\beta = k_2/k_1$,

$\Omega = \omega/\omega_1$, $\eta = m_d N(t)/f_0$, $\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}$, $X_0 = f_0/k_1$,

$\zeta_{eq} = C_{eq}/(2m_1 \omega_1)$. 再引入无量纲时间 $\tau = \omega_1 t$ 与无量纲位移 $\bar{x} = x/X_0$. 式(1)可无量纲化为

$$\begin{cases} \bar{x}_1'' + \bar{x}_1 + 2\zeta_{eq} \bar{x}_r' = \sin(\Omega\tau) \\ \alpha(\bar{x}_1'' - \bar{x}_r'') + \beta(\bar{x}_1 - \bar{x}_r) = 2\zeta_{eq} \bar{x}_r' \end{cases} \quad (6)$$

1.2 频响特性

式(6)的隐式稳态解(含 ζ_{eq})为

$$\begin{cases} \bar{X}_1 = \sqrt{\frac{(\beta - \alpha\Omega^2)^2 + 4\zeta_{eq}^2 \Omega^2}{(\alpha\Omega^2 - \beta)^2 (\Omega^2 - 1)^2 + 4\zeta_{eq}^2 \Omega^2 [(\alpha + 1)\Omega^2 - (\beta + 1)]^2}} \\ \varphi_{r1} = \arctan \frac{2\zeta_{eq} \Omega (\beta - \alpha\Omega^2)^2}{(\beta - \alpha\Omega^2)^2 (\Omega^2 - 1) + 4\zeta_{eq}^2 \Omega^2 [(\alpha + 1)\Omega^2 - (\beta + 1)]} \\ \bar{X}_r = \sqrt{\frac{(\beta - \alpha\Omega^2)^2}{(\alpha\Omega^2 - \beta)^2 (\Omega^2 - 1)^2 + 4\zeta_{eq}^2 \Omega^2 [(\alpha + 1)\Omega^2 - (\beta + 1)]^2}} \\ \phi_{xr} = \arctan \frac{2\zeta_{eq} \Omega [(\alpha + 1)\Omega^2 - (\beta + 1)]}{(\alpha\Omega^2 - \beta)(\Omega^2 - 1)} \end{cases} \quad (7)$$

根据式(3)及等式 $C_{eq} = 2\zeta_{eq} m_1 \omega_1$ 可得

$$\zeta_{eq} = \frac{C_{eq}}{2m_1 \omega_1} = \frac{4\mu_d N(t)}{2\pi \omega X_r m_1 \omega_1} = \frac{2\eta}{\pi \Omega X_r} \quad (8)$$

将式(7)中的 $\bar{X}_r$ 代入式(8)可求得

$$\zeta_{eq}^2 =$$

$$\frac{4\eta^2 (\beta - \alpha\Omega^2)^2 (\Omega^2 - 1)^2}{\pi^2 \Omega^2 (\beta - \alpha\Omega^2)^2 - 16\eta^2 \Omega^2 [(\beta + 1) - (\alpha + 1)\Omega^2]^2}$$

当 $\zeta_{eq}^2 > 0$ 时, 表示辅助系统与主系统之间有相对运动($v_r \neq 0$). 将上式代入式(7)得

$$\begin{cases} \bar{X}_1 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{4\eta}{\pi}\right)^2 \left[1 + \frac{2(\Omega^2 - 1)}{\alpha\Omega^2 - \beta}\right]}{(\Omega^2 - 1)^2}} \\ \phi_{r1} = \arctan \frac{4\pi\eta(\Omega^2 - 1)(\beta - \alpha\Omega^2)\bar{X}_r}{\pi^2(\beta - \alpha\Omega^2) - 16\eta^2 [(\beta + 1) - (\alpha + 1)\Omega^2]} \\ \bar{X}_r = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{4\eta}{\pi}\right)^2 \left[1 + \frac{2(\Omega^2 - 1)}{\alpha\Omega^2 - \beta} + \frac{(1 - \Omega^2)^2}{(\beta - \alpha\Omega^2)^2}\right]}{(\Omega^2 - 1)^2}} \\ \phi_{xr} = \arctan \frac{4\eta [(\beta + 1) - (\alpha + 1)\Omega^2]}{\pi(\Omega^2 - 1)(\beta - \alpha\Omega^2)\bar{X}_r} \end{cases} \quad (9)$$

由式(2)知,辅助系统的稳态响应可由下式求解:

$$\begin{cases} \bar{X}_2 = \sqrt{\bar{X}_1^2 + \bar{X}_r^2 - 2\bar{X}_1\bar{X}_r\cos(\phi_{x1} - \phi_{xr})} \\ \phi_{x2} = \arctan \frac{\bar{X}_1\sin\phi_{x1} - \bar{X}_r\sin\phi_{xr}}{\bar{X}_1\cos\phi_{x1} - \bar{X}_r\cos\phi_{xr}} \end{cases}$$

当 $\zeta_{eq}^2 < 0$ 时,等效阻尼比 ζ_{eq} 为虚数,表示辅助系统与主系统之间无相对运动($v_r = 0$),两者完全结合,系统变成质量为 $m_1 + m_2$ 、刚度为 $k_1 + k_2$ 的单自由度系统,运动微分方程为

$$(m_1 + m_2)\ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 = F(t) \quad (10)$$

对式(10)进行无量纲化后可得

$$(\alpha + 1)\ddot{x}_1 + (\beta + 1)\dot{x}_1 = \sin(\Omega\tau)$$

求得系统频响特性为

$$\begin{cases} \bar{X}_1 = \bar{X}_2 = \left| \frac{1}{1 + \beta - (\alpha + 1)\Omega^2} \right| \\ \phi_{x1} = \phi_{x2} = 0 \end{cases}$$

辅助系统与主系统完全结合时,主动弹簧的恢复力无法克服滑动摩擦力 F_d ,所以,智能弹簧实现完全结合的解析条件为

$$\left| \frac{\beta}{1 + \beta - (\alpha + 1)\Omega^2} \right| \leq \kappa\eta \quad (11)$$

式中静、动摩擦因数之比 $\kappa = \mu_s / \mu_d$

2 幅频特性曲线簇的公共点分析

根据无量纲参数 η 的定义知,通过外加控制电压改变控制力 $N(t)$ 的大小时,也改变了 η 的大小.因此,文中将 η 作为系统的无量纲控制参数.

另外,文中所有图形直接用 X_1 表示 $\bar{X}_1$.

图2为不同控制参数 η 下系统的幅频特性曲线图.该图表明,这簇幅频特性曲线有一个公共点 p .在 $\eta = 1.06$ 处,系统幅频特性曲线取得最小峰值,且峰值点正好位于公共点 p 的位置,其减振效果最佳.当 $0 < \eta < 1.06$ 时,随着控制参数 η 的增大,系统幅频特性曲线峰值逐渐减小;当 $\eta > 1.06$ 后,控制参数 η 增大时,系统幅频特性曲线峰值反而增大,系统的固有频率也会增大.图中虚线表示主动弹簧与基本弹簧完全结合时的状态.

图3表明,增大质量比 α ,幅频特性曲线簇的公共点(横坐标为 $\Omega_p = 1.2$)相对于图2(横坐标为 $\Omega_p = 1.28$)向左移,同时使得系统振幅最小的最佳 η 减小($\eta = 0.994$).

如图4所示,减小刚度比 β ,幅频特性曲线簇的公共点(横坐标为 $\Omega_p = 1.17$)向左移.而增大刚度比 β 时,幅频特性曲线簇的公共点向右移,图

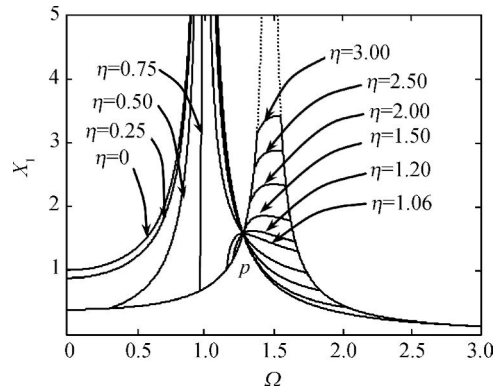


图2 当 $\alpha=0.2, \beta=1.6$ 时的系统幅频特性曲线
Fig. 2 Amplitude frequency characteristic curves of the system with $\alpha=0.2$ and $\beta=1.6$

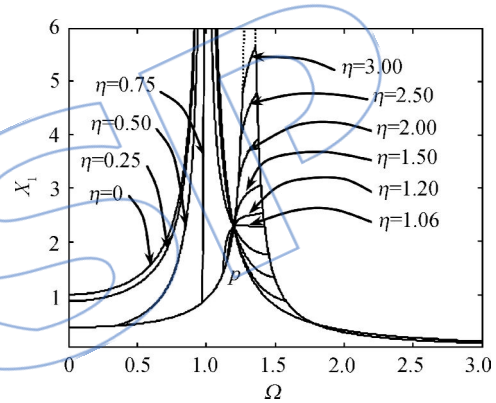


图3 当 $\alpha=0.5, \beta=1.6$ 时的系统幅频特性曲线
Fig. 3 Amplitude frequency characteristic curves of the system with $\alpha=0.5$ and $\beta=1.6$

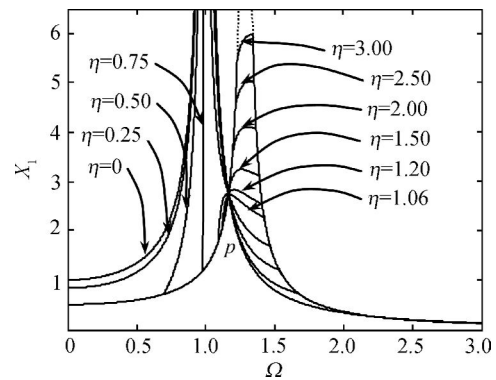


图4 当 $\alpha=0.2, \beta=1.0$ 时的系统幅频特性曲线
Fig. 4 Amplitude frequency characteristic curves of the system with $\alpha=0.2$ and $\beta=1.0$

略.另外,通过大量数值计算发现,刚度比 β 的变化不会改变最佳 η 的大小.

从图2~图4可以看出,幅频特性曲线簇总会通过一个公共点 p ,该点振幅与控制参数 η 无关.利用公共点 p 的性质^[22],可获得与该公共点

相对应的频率比 Ω_p 为

$$\Omega_p = \sqrt{\frac{\beta+2}{\alpha+2}} \quad (12)$$

将式(12)确定的频率比 Ω_p 替代式(9)中 $\bar{X}_1$ 的 Ω , 并对其求极值, 即可求出幅频特性曲线 $\bar{X}_1$ 的峰值正好位于 p 点时控制参数 η 与智能弹簧结构参数 α, β 之间的关系式. 所求出的控制参数 η 使得幅频特性曲线的峰值最低, 减振器获得最优减振性能, 称为最佳控制参数 η_{opt} , 其表达式为

$$\eta_{\text{opt}} = \frac{\pi}{2\sqrt{2+\alpha}} \quad (13)$$

式(13)表明 η_{opt} 与 β 无关. 由式(12)求得的 Ω_p 与式(13)求得的 η_{opt} , 与前面通过数值方法计算出来的结果完全吻合, 从侧面验证了分析结果的正确性. 当 $\Omega = \Omega_p$ 且 $\eta = \eta_{\text{opt}}$ 时, 幅频特性曲线 $\bar{X}_1$ 的峰值为最优峰值区 $\bar{X}_{1,\text{opt}}$, 其表达式为

$$\bar{X}_{1,\text{opt}} = \frac{\alpha+2}{\sqrt{(\alpha-\beta)^2}} \quad (14)$$

3 智能弹簧减振系统参数设计

对于图1的无阻尼智能弹簧减振系统, m_1 和允许的最大振幅 $X_{1,\text{max}}$ 为已知参数, 外部激励 $F(t)$ 的幅值 f_0 和频率 ω 均可通过试验测定, 需进行设计的系统参数为控制参数 η, k_1 及 m_2 与 k_2 .

3.1 控制参数

本文研究的智能弹簧减振系统用于超临界运转系统的振动控制. 刚度控制方式下, 被控系统跨越临界频率区的振动能得到很好的控制, 但需较大的控制力 $N(t)$ (由外加控制电压调节). 相对于阻尼控制, 刚度控制系统没有相对滑移, 能降低摩擦副间的磨损, 却对控制电压的要求更高. 相对直接抑制激振力的振动控制方式, 智能弹簧减振系统的显著优势在于最大限度减小 PZTA 对最大控制电压的需求. 实际工程应用中, 优先选用阻尼控制. 阻尼控制也是系统进入刚度控制的必经阶段. 所以本文主要从阻尼控制的角度研究系统参数的设计.

为最大程度地减小系统跨越临界频率区的振幅, 系统的控制参数应取最佳值 η_{opt} . 从降低控制电压的角度出发, 最佳控制参数 η_{opt} 的选用原则为: 不影响原系统的工作状态, 在保证减振效果的情况下, 尽可能取小值. 控制参数 η 的大小与激励强度成反比. 而最佳控制参数 η_{opt} 仅与质量比 α 有

关, 获得质量比 α 的取值范围并确定摩擦副后, 就可计算出 PZTA 所需最小控制力的输出范围, 指导 PZTA 的选用. 不改变最佳控制参数 η_{opt} 的情况下, 减小控制电压的途径为: 改进 PZTA 结构设计, 提高 PZTA 的单位电压控制力的输出能力; 选用摩擦因数较大的摩擦副 (如表面黏贴摩擦材料).

3.2 辅助系统结构参数

系统幅频特性曲线峰值随质量比 α 的变化规律如图5所示. 当 $\alpha = \beta$ 时, 幅频特性曲线峰值趋向于无穷大, 原因在于主动弹簧的固有频率与基本弹簧一致, 系统在每个循环中供给的能量远大于干摩擦所耗散的能量; 当 α 的取值逐渐远离 β 时, 幅频特性曲线峰值减小, 即当 $\alpha > \beta$ 时, 幅频特性曲线峰值随 α 增大而减小, 而 $\alpha < \beta$ 时情况相反. 系统幅频特性曲线峰值与刚度比 β 的关系如图6. 系统幅频特性曲线峰值随 β 的增大逐渐减小, 当 β 达到一定值后, 峰值基本保持不变.

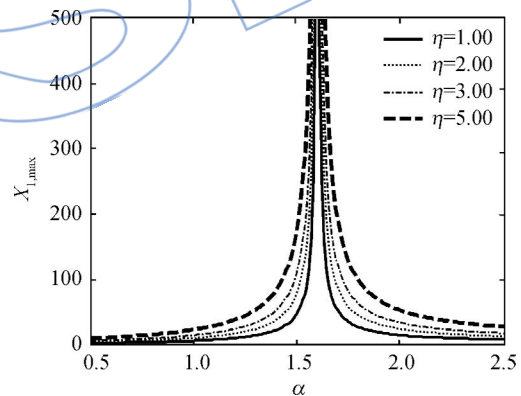


图5 质量比 α 对系统幅频特性曲线峰值的影响 ($\beta=1.6$)

Fig. 5 Influence of mass ratio α on peak value of amplitude frequency characteristics curves of the system ($\beta=1.6$)

因此, 质量比 α 与刚度比 β 的取值原则是彼此远离, 即 $\alpha \ll \beta$ 或 $\alpha \gg \beta$. 质量比 α 要么取较小值, 要么取较大值. 然而工程实际中质量比 α 取大值一般不易于实现, 且当 $\alpha > \beta$ 时, PZTA 工作后将为主系统提供附加质量, 降低系统的固有频率, 对系统跨越临界频率区造成不利影响. 所以本文将质量比 α 取小值. 综上所述, 本文取 $0 < \alpha < 1$ 且 $\beta > 1$, 即 $m_2 < m_1$ 且 $k_1 > k_2$, 保证辅助系统的固有频率远离主系统的固有频率 ($\sqrt{\beta/\alpha} \gg \Omega=1$).

由式(13)可知, 最佳控制参数 η_{opt} 的选用范

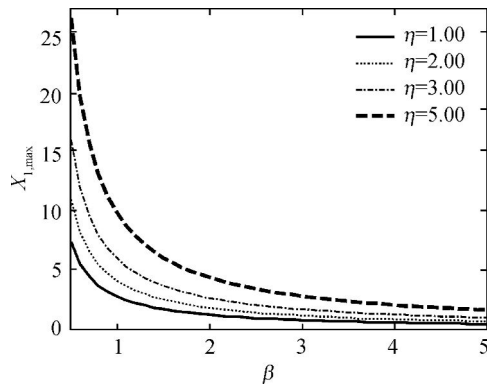


图 6 刚度比 β 对系统幅频特性曲线峰值的影响
($\alpha=0.2$)

Fig. 6 Influence of stiffness ratio β on peak value of amplitude frequency characteristics curves of the system ($\alpha=0.2$)

围为 $0.91 < \eta_{\text{opt}} < 1.11$. 质量比 α 的取值趋向于 1, 能减小最佳控制参数 η_{opt} , 但是航空航天领域对质量比较敏感, 额外增加的质量会影响系统的性能, 应根据具体应用场合采取不同措施. 在选定最佳控制参数 η_{opt} 后, 即可根据式 (13) 求得质量比 α , 反之确定质量比 α 后可求得 η_{opt} . 刚度比 β 的选择应同时满足系统运行的安全裕度和减振效果要求, 若系统要求能进行刚度控制还需满足完全结合条件, 即式 (11). 另外设计时还需根据工程实际对刚度比 β (或 k_2) 的最大值进行限定. 求得 α 和 β 后即得到 m_2 与 k_2 .

3.3 工作频率比

为减少摩擦副的磨损及能源的浪费, PZTA 无需一直工作, 而只需在临界频率区施加影响. 值得注意的是, 控制参数 η 较大时, 辅助系统除了给主系统提供摩擦阻尼外, 还提供附加刚度, 会改变系统的临界频率, 可能对系统的运行带来不利影响. 公共点 p 对应的频率比 Ω_p 处的振幅与控制参数 η 无关. 将工作频率比 Ω 设定在频率比 Ω_p 的位置后, 控制 PZTA 在系统临界频率区工作, 控制力 $N(t)$ 根据最佳控制参数 η_{opt} 确定, 到达工作频率后停止工作, 就能实现系统的减振和平稳运行, 而不受控制参数 η 变化的影响. 减速或停机过程亦然.

由于 $0 < \alpha < 1$ 且 $\beta > 1$, 由式 (15) 知频率比 $\Omega_p > 1$, 满足跨临界工作要求. 当系统稳定运行后, PZTA 停止工作, 所以 Ω_p 的选择要尽量远离主系统的固有频率 ($\Omega = 1$), 一般应超过 20% 以上. 智能弹簧减振系统可能引起共振的频率还有系统完全结合时的固有频率 $\Omega_c = \sqrt{(\beta+1)/(\alpha+1)}$

和系统完全不结合时辅助系统的固有频率 $\Omega_{uc} = \sqrt{\beta/\alpha}$. 由于后者大于前者, 所以 Ω_p 的选择只需对前者保持足够的安全裕度即可. 系统完全结合所需控制电压远大于获得最佳作动力所需电压, 所以相对该共振频率的裕度要求可稍降低, 从而放宽刚度比 β 的选择范围, 对系统参数设计有利. 因此, 本文取 $1.2 < \Omega_p < 0.85 \Omega_c$.

3.4 主系统支承刚度

主系统支承刚度 k_1 由公共点 p 对应的频率比 Ω_p 确定. 由于该频率处的振幅与控制参数 η 无关, 所以选用的 k_1 要使系统无控制时的稳态响应小于允许的幅值 $X_{1,\text{max}}$. 质量比 α 确定的情况下, 增大刚度比可进一步降低最优峰值 $X_{1,\text{opt}}$, 改善了减振效果, 同时也提高了 Ω_p . 所以, 可根据实际情况对 k_1 的最小值进行限定.

3.5 参数设计方法与步骤

PZTA 控制电压的施加范围有限, 使得 PZTA 控制力的输出范围有限. 为使系统满足控制要求, 进行智能弹簧减振系统参数设计时, 可利用系统幅频特性曲线簇公共点的特点与性质, 按如下步骤进行:

1) 根据系统的具体情况 & 最佳控制参数 η_{opt} 的选用范围 ($0.91 < \eta_{\text{opt}} < 1.11$), 选择合适的 η 作为最佳控制参数 η_{opt} 的初始值 (如最小值). 根据系统工作转速区安全裕度要求, 选择合适的最小频率比 Ω_{min} ($\Omega_{\text{min}} > 1.2$) 作为 Ω_p 的初始值.

2) 利用式 (13) 求得质量比 α .

3) 利用式 (12) 计算出刚度比 β . 若 β 超出限定值, 增大 η_{opt} 并返回第 2) 步.

4) 令 $\Omega = \Omega_p$, 由定义 $\Omega = \omega/\omega_1$ 求得 ω_1 , 进一步求得 k_1 . 由定义 $\bar{X}_{1,\text{max}} = X_{1,\text{max}} k_1 / f_0$ 求得允许的无量纲最大振幅.

5) 将求得的 α 与 β 代入式 (14) 求得 $\bar{X}_{1,\text{opt}}$. 若 $\bar{X}_{1,\text{opt}} < \bar{X}_{1,\text{max}}$ 且 $\Omega_p < 0.85 \sqrt{(\beta+1)/(\alpha+1)}$, 则继续下一步, 否则增大 Ω_p 并回到第 3) 步.

6) 利用 α 的定义 $m_2 = \alpha m_1$ 求得 m_2 ; 根据定义 $k_2 = \beta k_1$ 求得 k_2 .

上述方法得到的 k_1 与 k_2 为满足减振要求的最小值. 若 η_{opt} 从其选用范围内的最小值开始取值, β 取允许的最大值, 即可获得减振效果最佳且控制电压最低的设计参数. 若系统要求能进行刚度控制, β 还需满足如下条件:

$$\beta > \frac{\kappa\eta[1 - (\alpha + 1)\Omega^2]}{1 - \kappa\eta}$$

需要说明的是,无阻尼智能弹簧减振系统并非总能获得实现刚度控制条件的有效系统参数,而需加入适当阻尼以降低对控制电压的需求。

设某系统的已知参数为: $m_1 = 4 \text{ kg}$, $f_0 = 25 \text{ N}$, $\omega = 314 \text{ r/s}$, $N(t)_{\max} = 300 \text{ N}$, $\mu_d = 0.1$, $\mu_s = 0.15$. 要求使得系统的最大振幅 $X_{1,\max} \leq 1.2 \times 10^{-4} \text{ m}$, 刚度比 $\beta \leq 4$, $k_1 > 1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$, 同时最佳控制力 $N(t)_{\text{opt}}$ (η_{opt} 所对应的控制力) 最小。

取 η_{opt} 的初始值为 0.91, 根据本文方法可得: $\alpha = 0.4674$, $m_2 = 1.8696 \text{ kg}$, $\eta_{\text{opt}} = 1$, $N(t)_{\text{opt}} = 250 \text{ N}$, $3.7 \leq \beta \leq 4$, $1.622 \times 10^5 \text{ N/m} \leq k_1 \leq 1.71 \times 10^5 \text{ N/m}$. 由于增大 β 不影响 η_{opt} , 可进一步降低 $X_{1,\text{opt}}$, 如图 7 所示. 同时 β 取最大值时, k_1 仍在取值许可范围内. 因此, 最终确定系统刚度为 $k_1 = 1.622 \times 10^5 \text{ N/m}$, $k_2 = 6.49 \times 10^5 \text{ N/m}$. 系统振幅为 $X_{1,\text{opt}} = 1.08 \times 10^{-4} \text{ m}$, 满足 $X_{1,\text{opt}} < X_{1,\max}$. 工作频率比 $\Omega = \Omega_p = 1.56$, $\Omega_c = 1.85$, 满足安全裕度要求 $1.2 < \Omega_p < 0.85\Omega_c$. η_{opt} 的取值是从其许可范围的最小值开始取的, 最终得到的设计值 ($\eta_{\text{opt}} = 1$) 必为满足要求的最小值. 因此, 所选的系统参数满足所有设计要求。

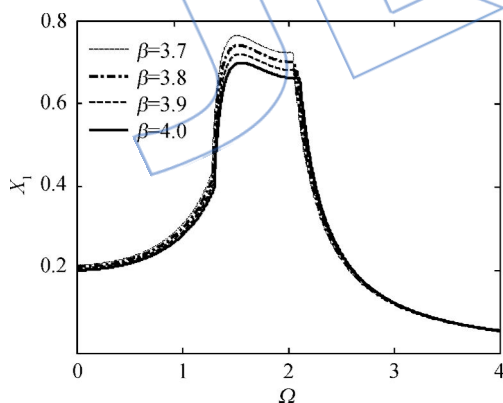


图 7 不同刚度比 β 下系统的幅频特性曲线
($\alpha = 0.4674$, $\eta = 1.00$)

Fig. 7 Amplitude frequency characteristics curves of the system for various values of stiffness ratio β
($\alpha = 0.4674$, $\eta = 1.00$)

4 结 论

1) 智能弹簧减振系统通过控制辅助系统与主系统的结合程度改变系统的振动传递特性实现减振, 即合理选择参数后可以用阻尼与刚度(或阻尼与质量)的组合形式改变系统的阻抗特性。

2) 智能弹簧减振系统存在一个最佳控制参数 η_{opt} , 使幅频特性曲线峰值最小, 此时辅助系统提供的等效阻尼比最大; 增大质量比 α , η_{opt} 减小; 刚度比 β 的变化不影响 η_{opt} 的大小。

3) 无阻尼智能弹簧减振系统的幅频特性曲线簇有一个公共点; 增大质量比 α , 幅频特性曲线簇的公共点向左移; 增大刚度比 β , 幅频特性曲线簇的公共点向右移。

4) 可利用无阻尼智能弹簧减振系统幅频特性曲线簇的公共点进行系统参数设计, 找到满足减振要求且控制电压最低的系统参数。

参考文献:

- [1] 张涛, 黄宏彪, 王斌, 等. 主动隔振作动器刚度放大与控制误差分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(5): 50-53.
ZHANG Tao, HUANG Hongbiao, WANG Bin, et al. Stiffness amplification of actuator and governing error analysis in active vibration isolation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(5): 50-53. (in Chinese)
- [2] 李小平, 廖飞红, 陈学东, 等. 主动减振器结构参数优化设计[J]. 振动工程学报, 2013, 26(1): 61-67.
LI Xiaoping, LIAO Feihong, CHEN Xuedong, et al. Optimization design for structure parameters of active vibration isolator[J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26(1): 61-67. (in Chinese)
- [3] Ahmadian M, Deguilio A P. Recent advances in the use of piezoceramics for vibration suppression[J]. Shock and Vibration Digest, 2001, 33(1): 15-22.
- [4] Gennaretti M, Poloni L, Nitzsche F. 'Smart spring' identification for hovering rotor aeroelastic-stability augmentation[J]. Aeronautical Journal, 2003, 107(1071): 233-240.
- [5] GU Haichang, SONG Gangbing. Active vibration suppression of a flexible beam with piezoceramic patches using robust model reference control[J]. Smart Materials and Structures, 2007, 16(4): 1453-1459.
- [6] CHEN Yong, Zimcik D G, Wickramasinghe V K, et al. Research of an active tunable vibration absorber for helicopter vibration control[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2003, 16(4): 203-211.
- [7] CHEN Yong, Wickramasinghe V K, Zimcik D G, et al. Experimental evaluation of the smart spring for helicopter vibration suppression through blade root impedance control[J]. Smart Materials and Structures, 2005, 14(5): 1066-1074.
- [8] Nitzsche F, Harold T, Wickramasinghe V K, et al. Development of a maximum energy extraction control for the smart spring[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2005, 16(11/12): 1057-1066.
- [9] CHEN Yong, Wickramasinghe V K, Zimcik D G. Smart spring impedance control algorithm for helicopter blade harmonic vibration suppression[J]. Journal of Vibration

- and Control, 2005, 11(4): 543-560.
- [10] Wickramasinghe V K, CHEN Yong, Zimzik D G. Experimental evaluation of the smart spring impedance control approach for adaptive vibration suppression[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2008, 19(2): 171-179.
- [11] Coppotelli G, Marzocca P, Ulker F D, et al. Experimental investigation on modal signature of smart spring/helicopter blade system[J]. Journal of Aircraft, 2008, 45(4): 1373-1380.
- [12] Afagh F F, Nitzsche F, Morozova N. Dynamic modelling and stability of hingeless helicopter blades with a smart spring[J]. Aeronautical Journal, 2004, 108(1085): 369-378.
- [13] Cavalini A A, Galavotti T V, Morais T S, et al. Vibration attenuation in rotating machines using smart spring mechanism[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2011, 2011: 1-14.
- [14] 倪德, 朱如鹏. 智能弹簧装置减振性能的影响因素分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(23): 87-91, 98.
NI De, ZHU Rupeng. Influencing factors of vibration suppression performance for a smart spring device[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(23): 87-91, 98. (in Chinese)
- [15] 范天宇. 弹性支承干摩擦阻尼器减振研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
FAN Tianyu. Vibration reduction by elastic support dry friction damper[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [16] 王四季, 廖明夫. 主动式弹支干摩擦阻尼器控制转子振动的实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(11): 1893-1897.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Experimental investigation on rotor vibration control by elastic support/dry friction damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(11): 1893-1897. (in Chinese)
- [17] 王四季, 廖明夫. 弹支局部断裂后主动弹支干摩擦阻尼器对转子的保护[J]. 航空动力学报, 2008, 23(11): 2026-2030.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Protection of a rotor against violent vibrations caused by a crack in elastic supports by using active delastic support/dry friction dampers[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(11): 2026-2030. (in Chinese)
- [18] 王四季, 廖明夫. 带弹支干摩擦阻尼器的转子振动控制策略和方法[J]. 航空动力学报, 2011, 26(10): 2214-2219.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Control strategy and methods of rotor systems by an elastic support/dry friction damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(10): 2214-2219. (in Chinese)
- [19] Wickramasinghe V K, CHEN Yong, Zimcik D G, et al. Smart spring: a novel adaptive impedance control approach for active vibration suppression applications[C]// Proceedings of the International Society for Optical Engineering. San Diego: SPIE, 2004: 359-369.
- [20] NI De, ZHU Rupeng, BAO Heyun, et al. Influence of sampling ratios on the dynamical characteristics of vibration isolation system based on smart spring mechanism[R]. Chengdu: The 3rd International Conference on System Science, Engineering Design and Manufacturing Informatization, 2012.
- [21] 白鸿柏, 郑坚, 张培林, 等. 2自由度滞迟振动系统简谐激励响应的等效线性化计算方法研究[J]. 机械工程学报, 2000, 36(11): 90-93.
BAI Hongbai, ZHENG Jian, ZHANG Peilin, et al. Equivalent linearization approximate method of response computation of a two degree of freedom hysteretic vibration system under sinusoidal excitation[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(11): 90-93. (in Chinese)
- [22] 丁文镜. 减振理论[M]. 北京: 清华大学出版社, 1988.