

# 双层主动隔振系统优化设计方法研究 \*

昌耀鹏 周加喜<sup>†</sup> 徐道临

(湖南大学 机械与运载工程学院,长沙 410082)

**摘要** 在主动隔振系统中,执行机构输出的主动控制力与系统隔振性能密切联系。为研究上述问题,本文通过建立优化目标函数对双层主动隔振系统进行优化来获得最优系统参数,分析优化前后双层主动隔振系统的隔振性能及主动控制力,验证优化方法的可行性。首先,从理论上研究了双层主动隔振系统在不同激励条件下的隔振性能,并分析了系统参数对主动控制力输出的影响。其次,建立综合性的优化目标评价系统的隔振性能,利用遗传算法优化目标函数。最后,利用模糊 PID 控制算法对双层主动隔振系统进行主动控制,对比优化前后的隔振性能及主动控制力,其结果表明:优化后,隔振对象的位移,与中间层的相对位移及主动控制力分别减小了 32.7%,67.5%,55.4%。因此,双层主动隔振系统的优化设计方法是可行的。

**关键词** 主动隔振, 参数分析, 优化设计, 遗传算法

中图分类号:O328;TH113.1

文献标志码:A

## 引言

双层隔振系统(DLVIS)因具有优越的隔振性能而引起广泛关注<sup>[1,2]</sup>。此外,在双层隔振系统中加入执行机构组成双层主动隔振系统,能进一步提高系统的隔振性能。双层主动隔振系统在减隔振方面已被广泛应用<sup>[3,4]</sup>,例如,汽车悬架<sup>[5,6]</sup>,浮筏系统<sup>[7,8]</sup>和其他非线性减隔振结构<sup>[9,10]</sup>。但是,双层主动隔振系统在工作过程中存在一定的局限性,即执行机构的饱和约束与最优性能的矛盾。本文主要通过对双层主动隔振系统进行参数优化来解决上述问题。

在众多的优化方法中<sup>[11,12]</sup>,遗传算法是一种全局优化方法。尤其在汽车悬架领域,Papaioannou 等<sup>[13]</sup>通过多目标优化汽车悬架参数,解决了舒适性和操纵性之间的矛盾。Morardi 等<sup>[14]</sup>通过引入权重系数对多个目标函数进行优化设计,确定了汽车最优悬架参数。Nagarkar 等<sup>[15]</sup>对多个目标函数进行参数优化,比较了非线性悬架系统中不同优化方法。在上述的研究中,由于没有给定系统参数的优化范围,导致在优化过程中效率低,影响系统的实时性能<sup>[16,17]</sup>。在主动控制方法研究中,由于 PID 控制简单、鲁棒性强、稳定性好等优点而成为工程应用领

域的热点<sup>[18]</sup>。但 PID 控制在复杂系统中无法实现最优性能<sup>[19]</sup>,而模糊控制能够解决复杂系统存在的数学模型不够精确及系统不确定性等问题<sup>[20]</sup>。结合模糊控制的自适应特性与 PID 控制的强鲁棒性优点设计模糊 PID 控制方法,实现执行机构参数的实时调节<sup>[21]</sup>,构造了双层主动隔振系统,实现系统的实时控制,提高隔振性能。

查阅相关的文献可知,建立多目标优化函数,利用遗传算法对双层主动隔振系统进行参数优化的研究相对较少。而本文的主要贡献是建立综合性的优化目标函数,利用遗传算法对双层主动隔振系统在全局范围内进行参数优化。

## 1 双层隔振系统的动力学分析

为提高系统的隔振性能,将执行机构(如图 1 虚线框表示)放置在隔振对象与中间层之间形成双层主动隔振系统,如图 1(b)、图 1(c)所示。图 1(a)所示为双层被动隔振系统。

### 1.1 双层主动隔振系统性能分析

#### 1.1.1 力激励下的系统响应

当双层主动隔振系统受到外激励  $F_d(t) = F_0 e^{i\omega t}$  作用时,如图 1(b)所示,其动力学方程为:

2021-02-07 收到第 1 稿,2021-04-25 收到修改稿。

\* 国家自然科学基金资助项目(11972152)

† 通信作者 E-mail: jxizhou@hnu.edu.cn

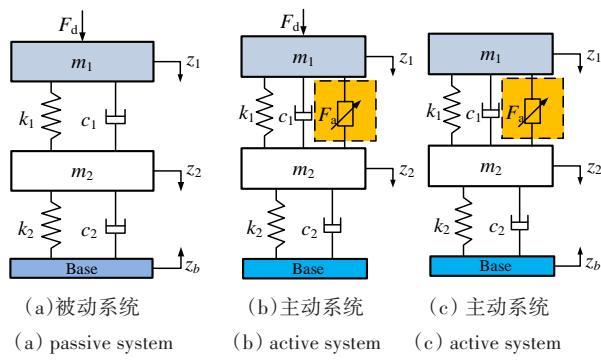


图1 双层隔振系统

Fig.1 Double layer vibration isolation system

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{c}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{k}\mathbf{z} = \mathbf{f} \quad (1)$$

其中,

$$\begin{aligned} \mathbf{M} &= \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, \mathbf{c} = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix}, \\ \mathbf{k} &= \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix}, \mathbf{z} = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}, \mathbf{f} = \begin{bmatrix} F_d(t) - F_a(t) \\ F_a(t) \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

$z_{1d}$  和  $z_{2d}$  分别为隔振对象和中间层的位移,  $\delta_d$  为隔振对象与中间层之间的相对位移,  $F_{Td}$  为传递到基础的传递力。 $H_i(\omega)$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) 为传递函数, 系统响应可表示为:

$$\begin{aligned} z_{1d}(t) &= H_1(\omega)F_d(t), \quad z_{2d}(t) = H_2(\omega)F_d(t) \quad (2) \\ \delta_d(t) &= H_3(\omega)F_d(t), \quad F_{Td}(t) = H_4(\omega)F_d(t) \end{aligned}$$

联立式(1)和式(2), 可得  $H_1(\omega)$  和  $H_2(\omega)$  为:

$$\begin{bmatrix} H_1(\omega) \\ H_2(\omega) \end{bmatrix} = \frac{1}{|\mathbf{Z}|} \begin{bmatrix} -m_2\omega^2 + j(c_1 + c_2)\omega + k_1 + k_2 \\ k_1 + jc_1\omega \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中,  $j$  是虚数,  $j^2 = -1$ ,  $[\mathbf{Z}]^{-1}$  是  $[\mathbf{Z}]$  的逆矩阵,  $|\mathbf{Z}|$  为  $[\mathbf{Z}]$  的模。

$$[\mathbf{Z}] = \begin{bmatrix} Q_1 & Q_2 \\ Q_2 & Q_3 \end{bmatrix}, \quad [\mathbf{Z}]^{-1} = \frac{1}{Q_1Q_3 - Q_2^2} \begin{bmatrix} Q_3 & -Q_2 \\ -Q_2 & Q_1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中,

$$\begin{aligned} Q_1 &= -m_1\omega^2 + c_1\omega j + k_1, \quad Q_2 = -c_1\omega j - k_1, \\ Q_3 &= -m_2\omega^2 + (c_1 + c_2)\omega j + k_1 + k_2. \end{aligned}$$

$$|\mathbf{Z}| = q_1\omega^4 - q_2\omega^3j - q_3\omega^2 + q_4\omega j + q_5 \quad (5)$$

其中,  $q_1 = m_1m_2$ ,  $q_2 = m_1c_1 + m_1c_2 + m_2c_1$ ,

$$q_3 = m_1k_1 + m_1k_2 + m_2k_1 + c_1c_2,$$

$$q_4 = c_1k_2 + c_2k_1, \quad q_5 = k_1k_2.$$

因此,  $H_1(\omega)$  和  $H_2(\omega)$  可表示为:

$$H_1(\omega) = (-m_2\omega^2 + (c_1 + c_2)\omega j + k_1 + k_2)/|\mathbf{Z}| \quad (6)$$

$$H_2(\omega) = (c_1\omega j + k_1)/|\mathbf{Z}| \quad (7)$$

此外,  $H_3(\omega) = H_1(\omega) - H_2(\omega)$ ,  $H_3(\omega)$  可表示为:

$$H_3(\omega) = (-m_2\omega^2 + c_2\omega j + k_2)/|\mathbf{Z}| \quad (8)$$

传递到基础的力为  $F_{Td}(t)$ , 可表示为:

$$F_{Td}(t) = k_2z_{2d}(t) + c_2\dot{z}_{2d}(t) \quad (9)$$

将式(2)代入式(9)可得:

$$F_{Td}(t) = (k_2 + c_2\omega j)H_2(\omega)F_d(t) \quad (10)$$

联立式(2)和式(10), 有  $H_4(\omega) = (k_2 + c_2\omega j)H_2(\omega)$ , 可得:

$$H_4(\omega) = (-c_1c_2\omega^2 + (c_1k_2 + c_2k_1)\omega j + k_1k_2)/|\mathbf{Z}| \quad (11)$$

其中,  $f_n = \omega_{2n}/\omega_{1n}$  为固有频率比,  $f = \omega/\omega_{1n}$  为激励频率比,  $\mu = m_2/m_1$  为质量比,  $\xi_1 = c_1/2\sqrt{m_1k_1}$  和  $\xi_2 = c_2/2\sqrt{m_2k_2}$  为阻尼比,  $\omega_{1n} = \sqrt{k_1/m_1}$  和  $\omega_{2n} = \sqrt{k_2/m_2}$  为固有频率. 将式(6), 式(8)和式(11)无量纲化, 可得:

$$\begin{aligned} H_1(f) &= (1/\mu + f_n^2 - f^2 + p_1j)/(k_1|\mathbf{Z}|_f) \\ H_2(f) &= (1 + p_2j)/(\mu k_1|\mathbf{Z}|_f) \\ H_3(f) &= (f_n^2 - f^2 + p_3j)/(k_1|\mathbf{Z}|_f) \\ H_4(f) &= (f_n^2 - 4\xi_1\xi_2f_nf^2 + p_4j)/(|\mathbf{Z}|_f) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{其中, } p_1 &= 2(\xi_1/\mu + \xi_2f_n)f, \quad p_2 = 2\xi_1f, \quad p_3 = 2\xi_2f_n, \\ p_4 &= 2(\xi_1f_n^2 + \xi_2f_n)f \\ |\mathbf{Z}|_f &= f^4 - f^2(f_n^2 + 4\xi_1\xi_2f_n + 1/\mu + 1) + f_n^2 - h_1j \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \text{其中, } h_1 &= 2f^3(\xi_2f_n + \xi_1/\mu + \xi_1) - 2f_nf(\xi_1f_n + \xi_2), \\ M_i &\text{ 为 } H_i(\omega) \text{ } (i = 1, 2, 3, 4) \text{ 的模, } M_i \text{ 可表示为:} \\ M_1^2 &= [(1 + \mu f_n^2 - \mu f^2)/(\mu k_1)]^2 + \\ &\quad [(2\xi_1 + 2\xi_2\mu f_n)f]/(\mu k_1)]^2/(A^2 + B^2) \\ M_2^2 &= (1/(\mu k_1)^2 + [2\xi_1f]/(\mu k_1))^2/(A^2 + B^2) \\ M_3^2 &= [(f_n^2 - f^2)/k_1]^2 + (2\xi_2f_nf/k_1)^2/(A^2 + B^2) \\ M_4^2 &= ((f_n^2 - 4\xi_1\xi_2f_nf^2)^2 + (2\xi_1f_n^2 + 2\xi_2f_n)^2f^2)/(A^2 + B^2) \end{aligned} \quad (14)$$

其中,

$$\begin{aligned} A &= f^4 - f^2(f_n^2 + 4\xi_1\xi_2f_n + 1/\mu + 1) + f_n^2 \\ B &= f^3(2\xi_2f_n + 2\xi_1/\mu + 2\xi_1) - f(2\xi_1f_n^2 + 2\xi_2f_n) \end{aligned} \quad (15)$$

### 1.1.2 位移激励下的系统响应

当双层主动隔振系统受到位移激励  $z_{1d}(t) = z_0e^{j\omega t}$ , 如图 1(c) 所示, 其动力学方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{c}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{k}\mathbf{z} = \bar{\mathbf{f}} \quad (16)$$

其中,  $\hat{f} = \begin{bmatrix} -F_a(t) \\ F_a(t) + c_2 z_b + k_2 z_b \end{bmatrix}$ ,  $z_{1b}$  为隔振对象的位移,  $\delta_b$  为隔振对象与中间层的相对位移. 系统响应可表示为:

$$\begin{aligned} z_{1b}(t) &= V_1(\omega)z_b(t) \\ \delta_b(t) &= V_2(\omega)z_b(t) \end{aligned} \quad (17)$$

其中,  $V_i(\omega)$  ( $i = 1, 2$ ) 为传递函数,  $N_i$  为  $V_i$  的模,  $N_i$  可表示为:

$$\begin{aligned} N_1^2 &= ((f_n^2 - 4\xi_1\xi_2 f_n f^2)^2 + \\ &\quad (2\xi_1 f_n^2 + 2\xi_2 f_n)^2 f^2) / (A^2 + B^2) \\ N_2^2 &= (f_n^4 f^4 + (2\xi_2 f_n f^3)^2) / (A^2 + B^2) \end{aligned} \quad (18)$$

### 1.1.3 主动控制力

当主动控制系统达到最佳效果时, 不同激励条件下的被隔振系统响应为零. 当系统仅受到力激励时, 即  $z_b=0, F_d \neq 0, F_{af} \neq 0$ , 系统所需提供的主动控制力为:

$$F_{af}(S) = \frac{m_2 S^2 + (c_1 + c_2)S + k_1 + k_2}{m_2 S^2 + c_2 S + k_2} F_d(S) \quad (19)$$

当仅受到位移激励时, 即  $z_b \neq 0, F_d = 0, F_{af} \neq 0$ , 系统所需提供的主动控制力为:

$$F_{ab}(S) = \frac{(c_1 S + k_1) + (c_2 S + k_2)}{m_2 S^2 + c_2 S + k_2} Z_b(S) \quad (20)$$

在位移激励条件下, 隔振对象的惯性力为:

$$f_{z_b} = -m_1 \ddot{z}_b \quad (21)$$

将式(21)进行拉氏变换, 代入式(19)中得:

$$F_a(S) = -\frac{(c_1 S + k_1) + (c_2 S + k_2)}{m_1 S^2 (m_2 S^2 + c_2 S + k_2)} F_{z_b}(S) \quad (22)$$

当系统受到位移和力激励时, 主动控制力与外激励的传递函数为  $\frac{F_a(S)}{F(S)} = \frac{F_{ab}(S)}{F_{z_b}(S)} + \frac{F_{af}(S)}{F_d(S)}$ ,

$\frac{F_a(S)}{F(S)}$  为:

$$\frac{F_a(S)}{F(S)} = \frac{m_1 S^2 (m_2 S^2 + (c_1 + c_2)S + k_1 + k_2) - (c_1 S + k_1) + (c_2 S + k_2)}{m_1 S^2 (m_2 S^2 + c_2 S + k_2)} \quad (23)$$

将式(22)进行无量纲化可得:

$$\frac{F_a(f)}{F(f)} = \frac{r_1 - r_2 j}{r_3} \quad (24)$$

其中,

$$\begin{aligned} r_1 &= f_n^2 - f^4 + (1/u + f_n^2 + 4\xi_1\xi_2 f_n) f^2 \\ r_2 &= 2(\xi_1 f_n + \xi_2) f_n f + 2(\xi_1/u + \xi_2 f_n) f^3 \\ r_3 &= f^2 ((f_n^2 - f^2)^2 + 4\xi_1 f_n f^2) \end{aligned} \quad (25)$$

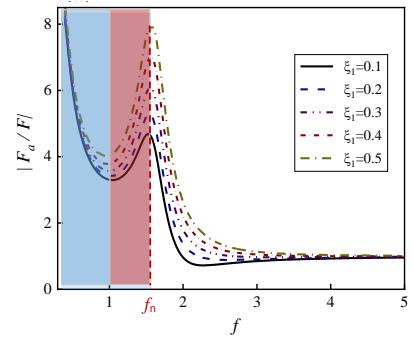
$\left| \frac{F_a(S)}{F(S)} \right|$  为主动控制力与外激励的幅值比, 定义为

$J$ , 是与频率比相关的函数,

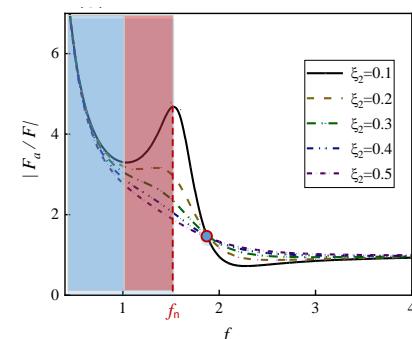
$$J = \left| \frac{F_a(f)}{F(f)} \right| = \frac{\sqrt{r_1^2 + r_2^2}}{r_3} \quad (26)$$

### 1.2 双层主动隔振系统的参数分析

由式(26)可知, 幅值比与系统参数  $\xi_1, \xi_2, f_n, \mu$  相关. 系统阻尼比  $\xi_1, \xi_2$  对幅值比的影响如图2所示,  $\xi_1, \xi_2$  与幅值比之间的关系分成三个区间; 从图2(a)中可知, 当  $f < 1$  为第一区间(蓝色区域), 幅值比随着  $f$  增大而减小; 当  $1 < f < f_n$  为第二区间(红色区域), 幅值比随着  $f$  增大而增大; 当  $f = f_n$ , 幅值比出现最大值, 所需要提供的主动控制力也达到最大. 当  $f_n < f$  为第三区间(白色区域), 幅值比随着  $f$  增大而减小, 最终将稳定为一恒定值. 同时, 随着  $\xi_1$  的增大, 第二区间的峰值逐渐增大. 而在第三区间中, 最终的恒定值也随着  $\xi_1$  的增大而有微幅的增大. 从图2(b)中可知, 当  $\xi_2$  较小时, 幅值比随  $\xi_2$  的变化趋势与随  $\xi_1$  的变化趋势相同. 但随着  $\xi_2$  的增大, 出现第二区间的峰值消失; 当  $\xi_2 > 0.3$  时, 幅值比随着  $f$  的增大逐渐减小, 最终恒定为常数, 其值与图2(a)中的恒定值相等.



(a)  $\mu=1, f_n=1.6, \xi_2=0.1$



(b)  $\mu=1, f_n=1.6, \xi_1=0.1$

图2 阻尼比  $\xi_1, \xi_2$  对幅值比  $\left| \frac{F_a}{F} \right|$  的影响

Fig.2 The effect of  $\xi_1$  and  $\xi_2$  on  $\left| \frac{F_a}{F} \right|$

系统固有频率比 $f_n$ 与质量比 $\mu$ 对幅值比的影响如图3所示。从图3(a)可知,随着 $f_n$ 的增大,幅值比的下降区间增大,上升区间的右边界往右移动,且幅值比随 $f_n$ 的增大而下降。需要注意的是,在图3(c)、3(d)中,第二区间右边界频率比为 $P_f$ ,此时的幅值比为 $P_{|F_a/F|}$ ;从图3(c)可知,第二区间右区间频率比 $P_f=f_n$ ;从图3(b)可知, $\mu$ 对幅值比的影响

可以分三个区间。 $f < 1$ 为第一区间,幅值比随着 $f$ 增大而减小, $1 < f < f_n$ 为第二区间,幅值比随着 $f$ 增大而增大, $f_n < f$ 为第三区间,幅值比变化趋势与第一区间变化趋势相同;从图3(d)可知,随着 $\mu$ 的变化,第二区间的右界保持恒定,且 $P_f=1.6$ , $P_{|F_a/F|}$ 随着 $\mu$ 的增大而减小。

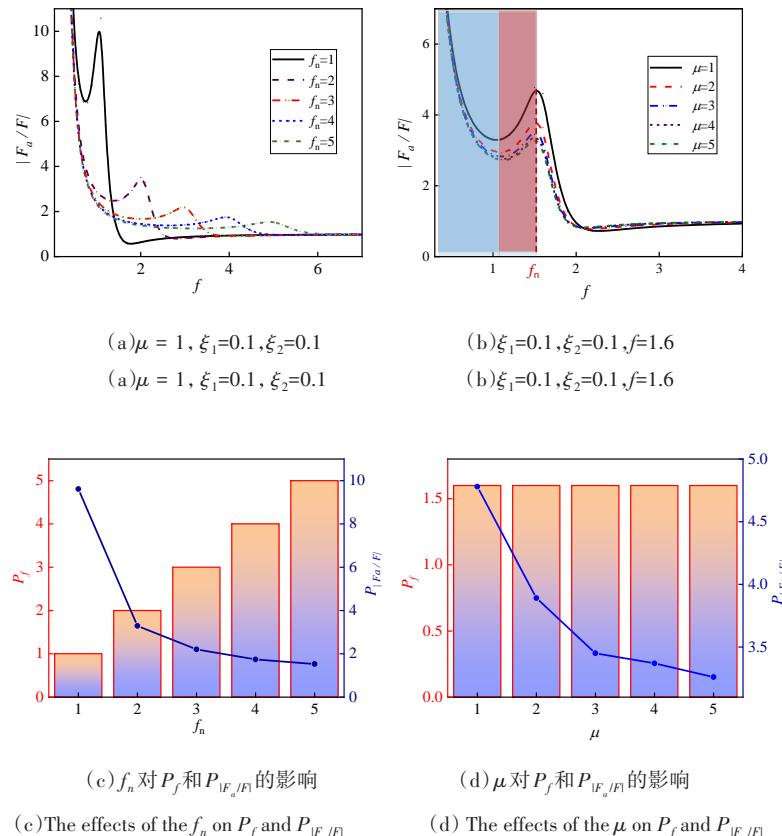


图3  $f_n$  和  $\mu$  对幅值比 $|F_a/F|$  的影响

Fig.3 The effects of the  $f_n$  and  $\mu$  on  $|F_a/F|$

## 2 系统优化目标函数的设计

在主动控制过程中,系统因主动控制力输出饱和而无法实现最优隔振性能,因此,对双层主动隔振系统进行参数优化是非常有意义的。设计综合性的评价指标 $h(f)$ 为:

$$h(f) = \lambda_1(|H_1| + |H_3| + |H_4|) + \lambda_2(|V_1| + |V_2|) + \lambda_3 J \quad (27)$$

其中,  $\left|\frac{F_a}{F_{a_{max}}}\right| \leq 1$ ,  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  为权重系数,且  $\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 1$ ,  $F_{a_{max}}$  为主动控制力的输出饱和值。

采用遗传算法对目标函数 $h(f)$ 进行优化,其中适应度函数选为 $h(f)$ ,据1.2分析,优化问题的数学模型为:

$$\begin{aligned} \min \quad & h(f, f_n, \xi_1, \xi_2, u) \\ \text{s.t.} \quad & 0.1 \leq \xi_1 \leq 1 \\ & 0.1 \leq \xi_2 \leq 1 \\ & 1 \leq f_n \leq 5 \\ & 1 \leq u \leq 5 \\ & F_a \leq F_{a_{max}} \end{aligned} \quad (28)$$

## 3 算例的仿真与分析

利用模糊 PID 控制算法对双层主动隔振系统

进行控制,比较其优化前后的隔振性能及主动控制力.考虑到各系统性能的均衡性,权重系数选为 $\lambda_1=0.4$ , $\lambda_2=0.3$ , $\lambda_3=0.3$ .优化前后的系统参数如表1所示.

表1 优化前后的系统参数

Table 1 The system parameters: before and after optimization

Parameter	Before optimization	After optimization
$k_1$	$2.2 \times 10^4$ N/m	$3.2 \times 10^4$ N/m
$k_2$	$1.35 \times 10^4$ N/m	$0.75 \times 10^4$ N/m
$c_1$	1500 N/s/m	204 N/s/m
$c_2$	3000 N/s/m	814 N/s/m

主动隔振系统中,位移激励与力激励幅值分别为10 mm和500 N,频率为20~50Hz的随机激励.优化前后双层被动隔振系统的位移响应如图4所示,从图中分析得出,在优化后被隔振对象位移 $z_1$ 和相对位移 $\delta = z_1 - z_2$ 分别降低38.5%和49%.

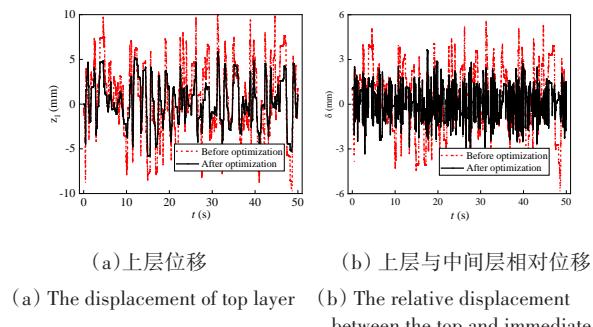


图4 优化前后被动隔振系统中被隔振对象的性能

Fig.4 The responses of the passive vibration isolation system before and after optimization

为了进一步说明优化后双层主动隔振系统的优越性,主动隔振系统在优化前后的响应如图5所示.从图中分析可以得出,在优化后被隔振对象位移 $z_1$ 和相对位移 $\delta = z_1 - z_2$ 分别降32.7%和67.5%.

主动控制力的输出曲线如图6所示,从图中分析得出,主动控制力的幅值在优化后可降低55.4%.此外, $z_1$ , $\delta$ 和 $F_a$ 在优化前后的有效值如图7所示.优化后系统各性能都有显著提高.对于双层被动隔振系统,优化后的 $z_1$ 和 $\delta$ 分别下降38.5%和49%.对于双层主动隔振系统,优化后的 $z_1$ , $\delta$ 和 $F_a$ 分别下降32.7%,67.5%和55.4%.

## 4 结论

本文通过建立综合目标函数,采用遗传算法优

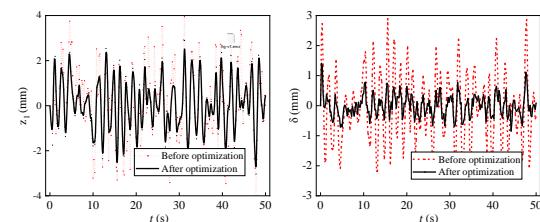


图5 优化前后主动隔振系统中被隔振对象的性能  
Fig.5 The responses of the active vibration isolation system before and after optimization

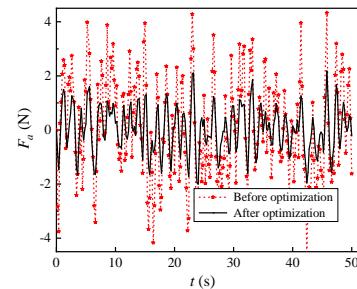


图6 优化前后主动控制力输出

Fig.6 The control force output of the active vibration isolation system before and after optimization

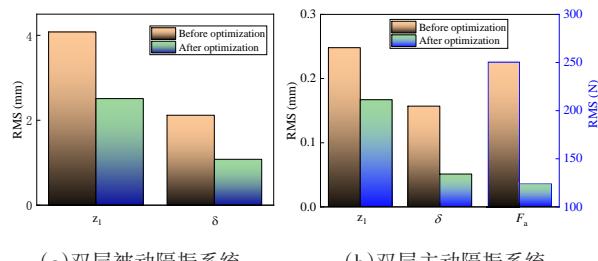


图7 优化前后系统性能对比

Fig.7 Comparison of DLVIS performance: before and after optimization

化双层主动隔振系统,提高了双层隔振系统的隔振性能.从理论上推导了双层主动隔振系统在不同激励下的隔振性能,建立了由不同权重系数的子目标组成的综合目标函数,作为遗传算法的优化目标.通过数值仿真验证了优化后的双层主动隔振系统的优越性.结果表明,优化后,双层主动隔振系统中被隔振对象的位移与相对位移均能显著降低,主动控制力输出也下降55.4%.因此,本文采用遗传算法对双层主动隔振系统进行目标优化是可行的.

## 参 考 文 献

- 1 Ma X, Jin G, Liu Z. Active structural acoustic control of an elastic cylindrical shell coupled to a two-stage vibration isolation system. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2014, 79: 182~194
- 2 Li H, Liu D, Jiang L, et al. Self-synchronization theory of dual motor driven vibration system with two-stage vibration isolation frame. *Applied Mathematics and Mechanics (English Edition)*, 2015, 36(2):265~278
- 3 Gardonio P, Elliott S J, Pinnington R J. Active isolation of structural vibration on a multiple-degree-of-freedom system, Part I: The dynamics of the system. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 207(1):61~93
- 4 富展展, 尹佑旺, 孙秀婷. 基于弹性关节的二维宽频隔振结构的设计及优化. 动力学与控制学报, 2020, 18(2):29~34(Fu Z Z, Yin Y W, Sun X T. Design and optimization of broadband vibration isolation structure with elastic joints. *Journal of Dynamic and Control*, 2020, 18(2):29~34 (in Chinese))
- 5 赵义伟, 杨绍普, 刘永强, 等. 基于列车悬挂系统的半主动混合控制仿真分析. 动力学与控制学报, 2020, 18(3):38~43(Zhao Y W, Yang S P, Liu Y Q, et al. Simulation analysis of semi-active hybrid control of train suspension system. *Journal of Dynamic and Control*, 2020, 18(3):38~43 (in Chinese))
- 6 Gao H J, Lam J, Wang C H, et al. Multi-objective control of vehicle active suspension systems via load-dependent controllers. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 290(3-5): 654~675
- 7 Niu J C, Song K J, Lim C W, et al. On active vibration isolation of floating raft system. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 285(1-2):391~406
- 8 Li Y L, Xu D L, Fu Y M, et al. Stability and chaotification of vibration isolation floating raft systems with time-delayed feedback control. *Chaos*, 2011, 21(3):33115
- 9 Wiercigroch M, Budak E. Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 2001, 359 (1781) : 663~693
- 10 Djemal F, Chaari F, Dion J L, et al. Asymptotic numerical method for the dynamic study of nonlinear vibration absorbers. *International Journal of Applied Mechanics*, 2014, 6(5):1450053
- 11 Raj P V R, Santhosh B. Parametric study and optimization of linear and nonlinear vibration absorbers combined with piezoelectric energy harvester. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2019, 152:268~279
- 12 Bakhtiari-Shahri M, Moeenfard H. Optimal design of a stable fuzzy controller for beyond pull-In stabilization of electrostatically actuated circular microplates. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2019, 141 (1) : 011019.1~011019.9
- 13 Papaioannou G, Koulocheris D. An approach for minimizing the number of objective functions in the optimization of vehicle suspension systems. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 424(435):149~169
- 14 Moradi A, Nafchi A M, Ghanbarzadeh A, et al. Optimization of linear and nonlinear full vehicle model for improving ride comfort vs. road holding with the bees algorithm. *IEEE Colloquium on Humanities, Science and Engineering*, Chuser, 2011:17~22
- 15 Nagarkar M, Bhalerao Y, Patil G V, et al. Multi-objective optimization of nonlinear quarter car suspension system-PID and LQR control. *Procedia Manufacturing*, 2018, 20: 420~427
- 16 Montazeri-Gh M, Poursamad A, Ghalichi, et al. Application of genetic algorithm for optimization of control strategy in parallel hybrid electric vehicles. *Metal Finishing*, 2006, 104(6):420~435
- 17 Lu Y H, Wang S W, Zhao Y, et al. Renewable energy system optimization of low/zero energy buildings using single-objective and multi-objective optimization methods. *Energy and Buildings*, 2015, 89:61~75
- 18 Meng B, Wan M, Wu X D, et al. Development of sheet metal active-pressurized hydrodynamic deep drawing system and its applications. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2014, 79:143~151
- 19 Dettori S, Iannino V, Colla V, et al. An adaptive fuzzy logic-based approach to PID control of steam turbines in solar applications. *Applied Energy*, 2018, 227:655~664
- 20 Chang W J, Kuo C P, Ku C C. Fuzzy control via imperfect premise matching approach for discrete Takagi-Sugeno fuzzy systems with multiplicative noises. *Journal of Marine Science and Technology (Taiwan)*, 2016, 23 (5) : 949~957
- 21 Liu C, Peng J F, Zhao F Y, et al. Design and optimization of fuzzy-PID controller for the nuclear reactor power control. *Nuclear Engineering and Design*, 2009, 239 (11) : 2311~2316

## RESEARCH ON OPTIMIZATION DESIGN METHOD OF DOUBLE LAYER ACTIVE VIBRATION ISOLATOR SYSTEM \*

Chang Yaopeng Zhou Jiaxi<sup>†</sup> Xu Daolin

(College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha, 410082 China)

**Abstract** Generally, a sufficient output force is crucial to obtain maximum performance in an active vibration isolation system. To resolve conflicts between output force and maximum performance, an active double layer vibration isolation system (DLVIS) is designed by applying a multi-objective optimization method with genetic algorithms. Theoretical analysis on the active DLVIS is carried out under different excitations and probe into the influence of parameters on the output force. Furthermore, a comprehensive performance evaluation index is defined with weight coefficients and the optimal parameters being achieved. Besides, a fuzzy proportional integral derivative algorithm is proposed to illustrate the active vibration isolation system after optimization. A numerical example is given to evaluate the effectiveness of the optimized active DLVIS. The results demonstrate that the displacement response of upper stages, relative displacement response between the upper and lower stages, and output force can be substantially reduced by 32.7%, 67.5% and 55.4%, respectively, after optimization. Therefore, the optimized active DLVIS is a feasible power-saving solution for vibration control.

**Key words** active vibration isolation, parameter analysis, optimization design, genetic algorithm

Received 7 February 2021, Revised 25 April 2021.

\* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (11972152)

† Corresponding author E-mail:jxizhou@hnu.edu.cn