

一种负刚度动力吸振器的数值参数优化

邢昭阳, 申永军, 邢海军

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:提出了一种含有负刚度元件的动力吸振器,发现该系统难以通过解析推导进行参数优化。以动力吸振器主系统的振幅放大因子为控制目标,采用序列二次规划算法对其进行了参数优化。首先,以 Den Hartog 提出的 Voigt 模型和一种被动负刚度动力吸振器模型为例,验证了数值优化方法在 H_∞ 优化中的正确性;然后,对所提出的动力吸振器模型进行了数值参数优化,与多种动力吸振器在简谐激励与随机激励下进行了对比,说明了所提出的模型具有良好的振动控制性能。

关键词:动力吸振器;负刚度;序列二次规划算法;参数优化

中图分类号: O328 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)04-0036-08

0 引言

动力吸振器(dynamic vibration absorber, DVA)作为一种抑制系统振动的设备已经广泛应用于工程领域。自 Frahm^[1]发明第一个 DVA 以来,很多学者便以提高 DVA 的减振效果为目标对 DVA 的结构进行了改进与优化,形成了 3 种传统的模型:Voigt 型 DVA^[2]、接地型 DVA^[3]和三要素型 DVA^[4],在实际工程中可以根据不同的使用条件和要求选择合适的模型。目前,由 Den Hartog^[5]和 Ormondroyd^[2]提出的固定点理论被广泛应用于 DVA 的参数优化,成为国内外认可的经典理论。由于通过固定点理论求得 DVA 的最优参数并非是精确解,Nishihara 和 Asami^[6-8]推导得到了 DVA 的级数解,发现与固定点理论推导的结果非常接近。经典的 DVA 虽然能够有效减小主系统振动,但只对高频振动效果明显,当主系统受到低频激励时,它们的减振效果会明显变差。近些年来,学者们发现负刚度元件能够提高振动控制系统的控制性能。负刚度的概念由 Molynewx^[9]首次提出。为了提高振动控制的性能,Alabuzhev et al^[10]提出在隔振系统中使用负刚度装置。Lakes et al^[11]研究发现负刚度元件本身是不稳定的,需要与正刚度元件并联使用才能发挥作用。彭献等^[12-13]从能量角度分析了正、负刚度并联系统的工作原理,并且提出了基于正、负刚度并联使用的准零刚度隔振器的设计方法。彭解华等^[14]强调了正、负刚度元件并联使用的稳定性问题,从能量角度推导了弹性系统静态稳定性的刚度准则。彭海波等^[15-17]基于负刚度元件的稳定性提出预加荷载使主系统产生的最大位移不大于固定点处响应值时,系统将处于稳定状态,研究发现在 3 种经典的 DVA 模型中加入接地负刚度元件能够提高 DVA 的减振效果。

序列二次规划算法收敛性好、计算效率高,是一种求解约束非线性优化问题的有效方法^[18-20]。Matlab 作为目前科学与工程计算的主流软件,其优化工具箱中有许多优化函数,其中 fminimax 函数基于序列二次规划法可以用来求解最大值最小化问题。由于在动力吸振系统中,主系统的幅频曲线存在 2 个峰值, H_∞ 优化的最终目的是为了这 2 个峰值等高且尽可能地降低,本质上是最大值最小化问题,可以应用 fminimax 函数对 DVA 进行优化设计。本文提出了一种含有负刚度元件的动力吸振器模型,由于推导公式比较复杂,首先利用 Matlab 优化工具箱编写了优化程序,验证了程序的有效性与正确性,然后对所提出的模型进行了数值参数优化设计,得到了该模型的局部最优参数,与其他模型对比发现本文模型具

收稿日期:2019-06-06 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20190100

基金项目:国家自然科学基金(11772206);河北省高等学校创新团队领军人才计划(LJRC018);河北省高等学校高层次人才科学研究项目(GCC2014053)

作者简介:邢昭阳(1994—),男,硕士研究生,研究方向为振动控制。E-mail:313291036@qq.com

邢昭阳,申永军,邢海军.一种负刚度动力吸振器的数值参数优化[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(4):36-43.

有良好的减振性能。

1 动力吸振器模型

图 1 所示为本文提出的含有负刚度元件的动力吸振器模型,其中, m_1 为主系统质量; m_2 为吸振器质量; k_1 为主系统刚度; k_2 为吸振器刚度; k_3 为接地负刚度元件的刚度; c_2 为阻尼器的阻尼; x_1 、 x_2 分别为主系统的位移和动力吸振器的位移,主系统与接地负刚度元件同时受到振幅为 x_0 、频率为 ω 的简谐位移激励。

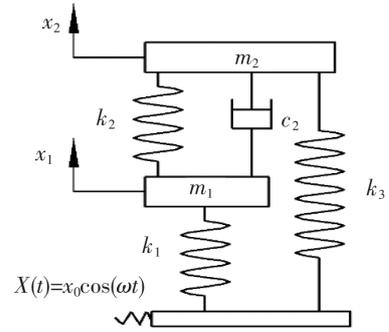


图 1 动力吸振器模型

根据牛顿第二定律可以得到该系统的动力学微分方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_0 e^{j\omega t}) + k_1(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_3(x_2 - x_0 e^{j\omega t}) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

引入参数 $\mu = m_2/m_1$, $\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}$, $\omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}$, $\xi_2 = c_2/2m_2\omega_2$, $n = k_3/k_2$, 式(1)可化为

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \omega_1^2(x_1 - x_0 e^{j\omega t}) + \mu\omega_2^2(x_1 - x_2) + 2\mu\omega_2\xi_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \\ \ddot{x}_2 + \omega_2^2(x_2 - x_1) + 2\omega_2\xi_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + n\omega_2^2(x_2 - x_0 e^{j\omega t}) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

设解的形式为 $x_1 = X_1 e^{j\omega t}$, $x_2 = X_2 e^{j\omega t}$ 并代入式(2)得到

$$X_1 = [x_0(jA_1 + B_1)] / (jC_1 + D_1) \quad (3)$$

式中, $A_1 = 2\omega\omega_2(\omega_1^2\xi_2 + n\omega_2^2\mu)$; $B_1 = \omega_1^2 + (-\omega^2 + (1+n)\omega_2^2) + n\mu\omega_2^4$; $C_1 = -2\omega\omega_2\xi_2(\omega_1^2 + n\omega_2^2\mu - (\omega^2(1+\mu)))$; $D_1 = \omega^4 + \omega_2^2[(1+n)\omega_1^2 + n\omega_2^2\mu] - \omega^2[\omega_1^2 + \omega_2^2(1+n+\mu)]$ 。

进一步求得主系统的振幅放大因子

$$A^2 = |X_1/x_0|^2 = (\xi_2^2 A_2^2 + B_2^2) / (\xi_2^2 C_2^2 + D_2^2) \quad (4)$$

式中, $A_2 = 2\beta\lambda(1+n\mu\beta^2)$; $B_2 = (1+n)\beta^2 - \lambda^2 + n\mu\beta^4$; $C_2 = 2\beta\lambda[1+n\mu\beta^2 - \lambda^2(1+\mu)]$; $D_2 = (1+n)\beta^2 + \lambda^4 + n\mu\beta^4 - \lambda^2[1+\beta^2(1+n+\mu)]$ 。

由固定点理论易证归一化的幅频曲线均通过 2 个独立于阻尼比的点,也就是该模型主系统幅频曲线的固定点。图 2 中给出了阻尼比分别为 0.2、0.4 和 0.6 时的归一化幅频曲线,从图中可以看出对于不同的阻尼比,曲线均通过 P、Q 两点。从理论角度看,该模型可以运用固定点理论进行参数优化设计,但是负刚度项的存在使得解析公式较为复杂,于是尝试用数值优化方法对系统参数进行优化设计。

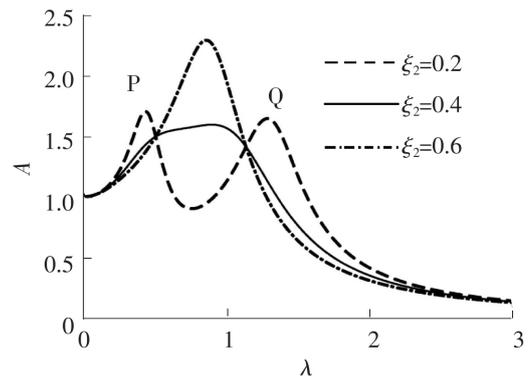


图 2 在不同阻尼比下的归一化幅频曲线

2 动力吸振器的数值优化方法

2.1 数值优化方法的 Matlab 实现

对于一般的 DVA 来说,系统的频率比与阻尼比的数值分别为在区间 $[0, 2]$ 与 $[0, 1]$ 内,于是 DVA 的 H_∞ 优化数学模型可以表示为

$$\min_{\beta, \xi} \left\{ \max_{\substack{0 < \beta < 2 \\ 0 < \xi < 1}} [A(\beta, \xi)] \right\} \quad (5)$$

式中, β 和 ξ 分别为系统的频率比和阻尼比; A 是以频率比和阻尼比作为变量的函数。

Matlab 优化工具箱中自带的 fminimax 函数可以直接调用,不需要进行复杂的程序编写,其使用方法为^[21]: $[x, fval, maxfval] = \text{fminimax}(@fun, x_0, a, b, Aeq, Beq, lb, ub)$, 其中, x 为最优化的目标函数值对应的自变量, $fval$ 为目标函数值, $maxfval$ 为目标函数的最大值, fun 为目标函数, x_0 为自变量的初值(可以用随机数产生), a, b 为线性不等式约束 $ax \leq b$, A_{eq}, B_{eq} 为线性等式约束, lb, ub 为自变量的下界与上界。

在使用该函数时有一些需要注意的问题:该函数对自变量的初值 x_0 的选取比较敏感,选择不同的初值可能会得到不同的结果,因此为了使数据真实有效,对文中出现的每个模型均使用随机数作为自变量的初值并运行了 100 次。为了得到有意义的系统参数,尽管把系统的频率比与阻尼比的取值范围设为 $[0, 2]$ 与 $[0, 1]$,有时可能会在此区间内得到局部最优解和全局最优解,如图 3 所示,其中 M 处为局部最优解, N 处为全局最优解,这时能够使主系统位移的时间历程曲线收敛的解才是 DVA 的最优参数。

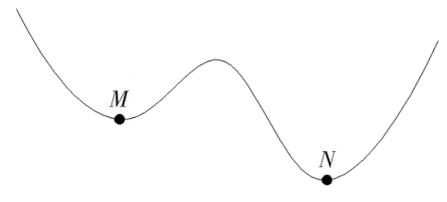


图 3 局部最优解和全局最优解

2.2 数值优化方法的验证

为了验证数值优化方法的正确性,使用该方法对图 4 所示的 Voigt 模型以及图 5 所示的含有负刚度元件的 Voigt 模型进行了研究。

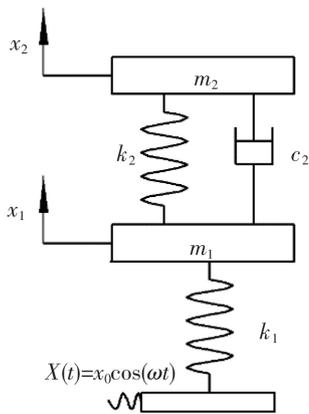


图 4 Voigt 型动力吸振器

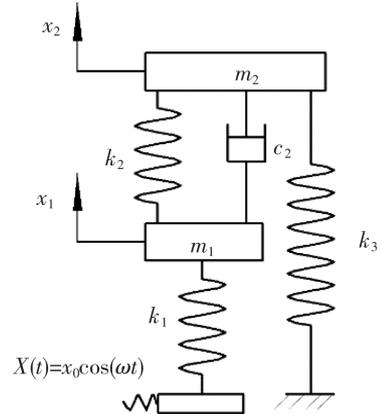


图 5 含负刚度元件的 Voigt 模型

2.2.1 Voigt 型 DVA 的数值优化

文献[8]给出了 Voigt 型 DVA 的最优参数解析式 $\beta_{opt} = 1/(1 + \mu)$, $\xi_{2opt} = \sqrt{3\mu/8(1 + \mu)}$ 。将 DVA 的频率比 β 和阻尼比 ξ_2 作为设计变量,以 β 和 ξ_2 的取值范围作为约束条件,将该模型主系统的振幅放大因子作为目标函数,使用数值优化方法对 DVA 进行了参数优化设计。取质量比 $\mu = 0.1$,通过数值优化得到了小数点后 4 位精度的频率比和阻尼比的数值最优解,表 1 给出了当 $\mu = 0.1$ 时,由解析法和数值优化方法求解的最优参数值及两者之间的偏差。

表 1 Voigt 模型的最优参数

最优参数	解析法	数值优化	偏差/%
最优频率比 β_{opt}	0.909 1	0.909 1	0
最优阻尼比 ξ_{2opt}	0.184 6	0.185 5	0.48

比较表 1 中的最优参数值,发现由 2 种方法求得的最优频率比完全相同,最优阻尼比之间存在极小的偏差。这是由于在使用解析法求解最优阻尼比时,为了使固定点处于幅频曲线的最高点,使振幅放大因子 A_v 分别对 2 个固定点的横坐标求导即 $(\partial A_v^2 / \partial \lambda_p^2) = 0$ 与 $(\partial A_v^2 / \partial \lambda_q^2) = 0$,最终求得了 2 个不同的阻尼比 ξ_p 和 ξ_q 。为了取得比较好的减振效果,选取了二者的平均值作为最优的阻尼比,因此用解析法求得的最优阻尼比实际上是一个近似值,用数值优化方法求解得到的最优阻尼比解析法求出的数值更精确,尽管如此,2 种方法求得的数值偏差仅为 0.48%,几乎可以忽略。由 2 种方法得到的归一化的幅频曲线如图 6 所示。图 7 给出了 2 种

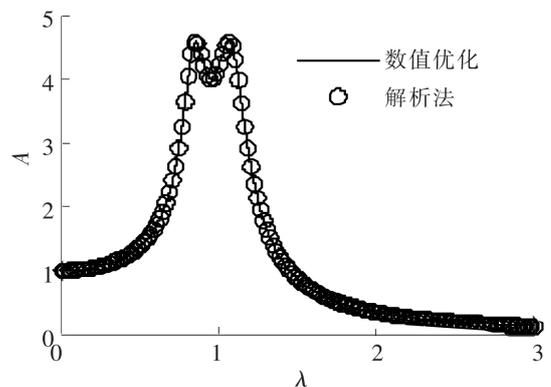


图 6 Voigt 型 DVA 主系统归一化的幅频曲线

方法求得的最优参数随质量比的变化曲线。

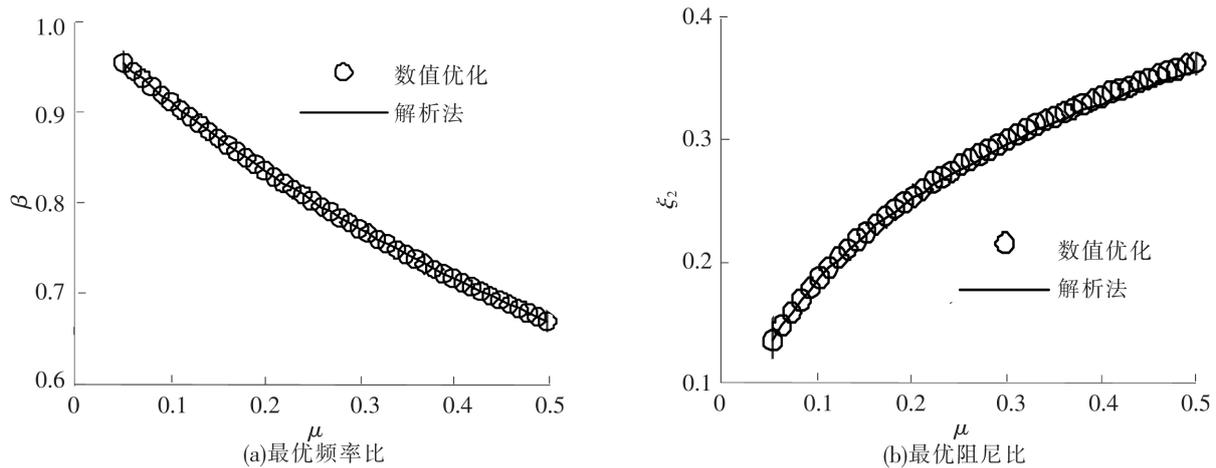


图 7 最优参数随质量比的变化曲线

从图 6 中可以看出,由数值优化方法和解析法得到的主系统幅频曲线几乎完全重合,图 7 中由 2 种方法得到的最优频率比曲线完全吻合,而最优阻尼比的曲线稍有偏离,其原因已在上文给出,属于正常现象。据此判断该数值优化方法适用于 Voigt 型 DVA。

2.2.2 含负刚度的 Voigt 模型的数值优化

图 5 所示的含负刚度元件的 Voigt 模型,其主系统受到振幅为 x_0 、频率为 ω 的简谐位移激励,彭海波等^[15]研究了该模型主系统受到振幅为 F_0 、频率为 ω 的简谐力激励时的减振效果。经过简单的推导,发现在受到相同频率的位移激励和力激励的情况下,主系统的振幅放大因子完全相同。利用固定点理论及负刚度理论可以得到解析方法下图 5 所示模型的最优参数表达式^[15]

$$\begin{cases} \beta_{opt} = \sqrt{\frac{1}{n + (1 + \mu)^2}} \\ \xi_{2opt} = \sqrt{\frac{\mu(3 + 3n + 3\mu + 2n\mu)}{8(1 + \mu)^2 + 4(2 + \mu)[n^2 + 2n(1 + \mu)]}} \\ n_{opt} = -1 + \mu(2 + \mu) + (1 + \mu)\sqrt{\mu(2 + \mu)} \end{cases} \quad (6)$$

进一步整理后得到

$$\begin{cases} \beta_{opt} = \sqrt{\frac{1}{(1 + \mu)\sqrt{\mu(2 + \mu)}}} \\ \xi_{2opt} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{\mu + \sqrt{\mu(2 + \mu)}}{1 + \mu}} \\ n_{opt} = (1 + \mu)\sqrt{-1 - \mu + \sqrt{\mu(2 + \mu)}} \end{cases} \quad (7)$$

下面使用数值优化方法对该模型进行优化,选取质量比 $\mu=0.1$,得到了 2 组频率比、阻尼比和负刚度比的数值解

$$\begin{cases} \beta_p = 1.424 \\ \xi_{2p} = 0.381 \\ n_p = -0.702 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} \beta_q = 2.000 \\ \xi_{2q} = 0.304 \\ n_q = -0.846 \end{cases} \quad (9)$$

通过观察主系统的位移时间历程曲线是否收敛可以验证 2 组参数的有效性。使用式(8)和式(9)中得到的优化参数,分别绘制了当 $\lambda=1$ 时主系统位移的时间历程曲线如图 8(a)和图 8(b) 所示,当系统使

用式(8)中的参数时,主系统的位移时程曲线才能够收敛,因此这组参数是该模型的最优参数。表 2 汇总了 $\mu=0.1$ 时解析法和数值优化方法得出的最优参数值及两者之间的偏差,比较各参数发现 2 种方法得到的最优负刚度比偏差极小,最优频率比的偏差不超过 2%,最优阻尼比的偏差较大。结合式(6)可知,由于数值优化方法与解析法得到的最优参数 n_{opt} 存在微小的偏差,在 β_{opt} 和 ξ_{2opt} 中该偏差被放大了。除此之外,与 Voigt 型 DVA 的情况相同,在求解 ξ_{2opt} 时将 2 个固定点处求得的最优值 ξ_P 和 ξ_Q 的平均值作为最优参数是最优阻尼比偏差较大的主要原因。

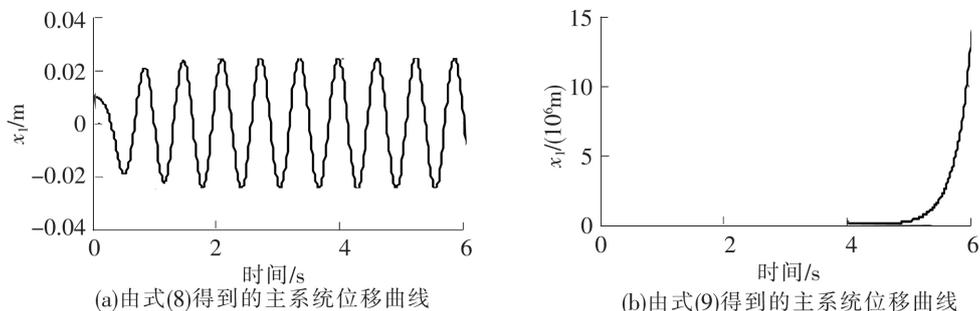


图 8 主系统位移时间历程

表 2 含负刚度元件的 Voigt 模型的最优参数

最优参数	解析法	数值优化	偏差/%
最优频率比 β_{opt}	1.408 5	1.424 2	1.57
最优阻尼比 ξ_{2opt}	0.356 2	0.381 4	7.07
最优负刚度比 n_{opt}	-0.705 9	-0.702 0	0.39

为了更直观地比较 2 种方法的优化效果,在各自最优参数下绘制了主系统归一化的幅频响应曲线如图 9 所示。从图 9 中可以看出数值优化达到了与解析法相近的优化效果,实现了共振峰值的完全等高设计,而且数值优化相比于解析法绘制的幅频曲线的峰值要更低,达到了更好的优化效果。

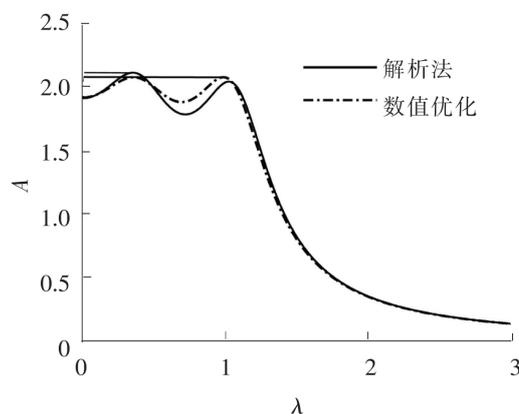


图 9 归一化的主系统幅频响应曲线

通过上述分析,将基于 fminimax 函数的数值优化方法应用于 DVA 的参数优化设计,达到了与解析法相同的优化效果,验证了该数值优化方法在 DVA 优化设计中的可行性,为动力吸振器的参数优化提供了一种方法。

3 动力吸振器的数值优化

3.1 最优参数的求解及验证

将图 1 所示模型的频率比 β 、阻尼比 ξ_2 和负刚度比 n 作为设计变量,以 β 、 ξ_2 和 n 的取值范围作为约束条件,将式(4)中主系统的振幅放大因子作为目标函数,选取质量比 $\mu=0.1$,使用数值优化方法对 DVA 进行了参数优化设计。随机产生初始点 x_0 运行了 100 次后发现得到了很多组不同的解(由于这些解并不能帮助得到本模型的最优参数,并未在文中列出),与图 3 中描述的情况类似,其中还存在一些导致主系统位移时程曲线发散的解。出现该现象的原因是 fminimax 函数对初值 x_0 比较敏感,对于该模型来说较难找到有意义的最优解,但是发现通过数值优化方法求得的频率比数值几乎都位于区间 $[1.9, 2]$,这说明该模型的最优频率比就在此区间内。于是通过减小频率比的上界,试图寻找该系统的局部最优解,当频率比的上界减小到一定值后,无论随机产生的初值 x_0 为何值,经过多次循环后只会得到同一组数据,这组数据便是该系统的局部最优解。每次将上界减小 0.1,最终在频率比上界为 1.9 时得到了 100 组相同的数据: $\beta_{opt}=1.900$, $\xi_{2opt}=0.337$, $n_{opt}=-0.734$ 。将这组参数代入到式(4),绘制了主系统归一化的幅频曲线,并通过绘制主系统位移时程曲线和四阶荣格库塔法进行了验证,如图 10 所示,图 10(a)中给出了主

系统的位移时程曲线;图 10(b)中给出了主系统归一化的幅频曲线。

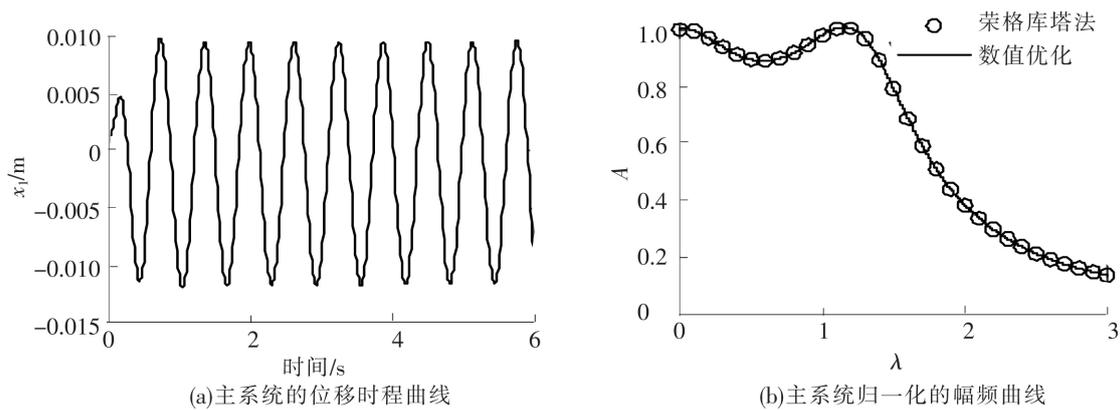


图 10 数值优化参数的验证

从图 10 看出,主系统的位移时程曲线是收敛的,由数值优化方法和四阶荣格库塔法得到的幅频曲线吻合良好,说明数值优化方法求得的最优参数在本系统中是正确且有意义的。尽管通过数值优化方法得到的最优频率精度只有小数点后一位,但是该模型仍然具有优良的减振性能,其最大振幅放大因子数值在 1 附近,且幅频曲线的第一个共振峰几乎位于 $\lambda=0$ 处,说明该系统具有较低的谐振频率。

3.2 与其他模型的对比

在实际工程中大部分激励为随机激励,因此进一步研究了主系统在随机激励下的响应,构建了 100 s 均值为 0、方差为 1 的随机位移激励,其时间历程如图 11 所示,主系统不附加 DVA 的位移响应如图 12(a)所示。选取主系统质量为 $m_1=1$ kg、质量比 $\mu=0.1$ 、主系统刚度为 $k_1=100$ N/m,根据文献[5]、文献[15]和本文得到的最优参数绘制了主系统附加 3 种不同 DVA 的位移响应曲线如图 12(b)~图 12(d)所示。观察图 12 可以发现,本文模型相比于其他模型具有更优良的减振性能。

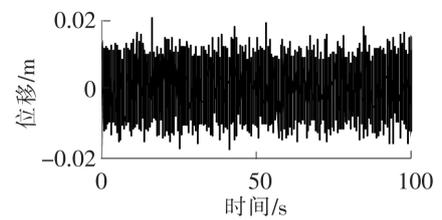


图 11 随机激励时间历程

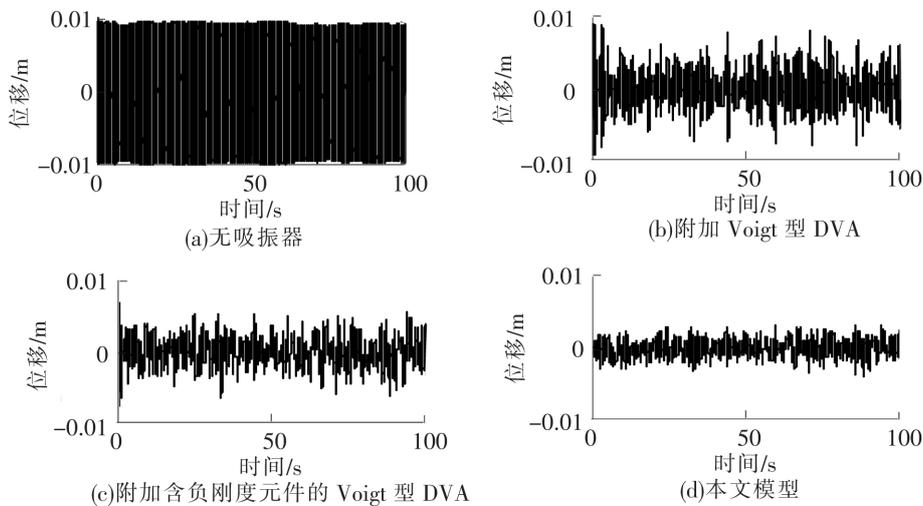


图 12 主系统时间历程

4 结论

研究了一种含负刚度的低频动力吸振器,由于该模型很难通过解析法进行研究,提出了一种基于动

力吸振器 H_∞ 优化的数值优化方法,并验证了该方法的正确性,使用数值优化方法对该模型进行了参数优化。研究发现当质量比 $\mu=0.1$ 时,通过数值优化方法得到了系统的最优频率比、最优阻尼比和最优负刚度比分别为: $\beta_{\text{opt}}=1.900$, $\xi_{2\text{opt}}=0.337$, $n_{\text{opt}}=-0.734$, 尽管并没有得到非常精确的系统参数,但是其幅频曲线的第一个共振峰几乎位于 $\lambda=0$ 处,且最大振幅放大因子数值在 1 附近,说明该系统具有较低的谐振频率,在简谐激励与随机激励下与其他模型相比,本文模型能够更大程度地抑制系统振动,表现出了优良的减振性能。进一步研究表明,本文提出的数值优化方法还能够对主系统含阻尼的模型进行参数优化设计,该方法为一些复杂而难以进行解析推导的线性系统提供了一种可行的优化方案。

参 考 文 献

- [1]Frahm H. Device for damping vibrations of bodies: U. S. , 989, 958[P]. 2001-08-07.
- [2]Ormondroyd J, Den Hartog J P. The theory of the dynamic vibration absorber[J]. Journal of Applied Mechanics, 1928, 50: 9-22.
- [3]Ren M Z. A variant design of the dynamic vibration absorber[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 245(4): 762-770.
- [4]Asami, Toshihiko, Osamu Nishihara. Analytical and experimental evaluation of an air damped dynamic vibration absorber: design optimizations of the three-element type model[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2008,121(3): 334.
- [5]Den Hartog J P. Mechanical vibrations[M]. New York: McGraw-Hall Book Company,1947: 112-132.
- [6]Nishihara O, Asami T. Close-form solutions to the exact optimizations of dynamic vibration absorber (minimizations of the maximum amplitude magnification factors)[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124(4): 576-582.
- [7]Asami T, Nishihara O, Baz A M. Analytical solutions to H_∞ and H_2 optimization of dynamic vibration absorbers attached to damped linear systems[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124(2): 284-295.
- [8]Asami T. Closed-form exact solution to H -infinity optimization of dynamic vibration absorbers; Application to different transfer functions and damping systems[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2003, 125(3): 398-405.
- [9]Molynewx W G. Supports for vibration isolation[R]. Technical Note Number: Structures 211, United Kingdom: Ministry of Supply, 1956.
- [10]Alabuzhev P M, Rivin E I. Vibration protection and measuring systems with quasi-zero stiffness[M]. New York: Hemisphere Publishing Company, Tylor & Francis Group, 1989.
- [11]Lakes R S, Drugan W J. Dramatically stiffer elastic composite materials due to a negative stiffness phase[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2002,50(5): 979-1009.
- [12]彭献, 陈树年, 宋福磐. 负刚度的工作原理及应用初探[J]. 湖南大学学报, 1992,19(4): 89-94.
- [13]彭献, 黎大志, 陈树年. 准零刚度隔振器及其弹性特性设计[J]. 振动、测试与诊断, 1997,17(4): 44-46.
- [14]彭解华, 陈树年. 正负刚度并联结构的稳定性及应用研究[J]. 振动、测试与诊断, 1995,15(2): 14-18.
- [15]彭海波, 申永军, 杨绍普. 一种含负刚度元件的新型动力吸振器的参数优化[J]. 力学学报, 2015, 47(2): 320-327.
- [16]Shen Y J, Peng H B, Li X H, et al. Analytically optimal parameters of dynamic vibration absorber with negative stiffness[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 85: 193-203.
- [17]王孝然, 申永军, 杨绍普, 等. 含负刚度元件的三要素型动力吸振器的参数优化[J]. 振动工程学报, 2017, 30(2): 177-184.
- [18]Leineweber D B, Bauer I, Bock H G, et al. An efficient multiple shooting based reduced SQP strategy for large-scale dynamic process optimization (Part 1: theoretical aspects)[J]. Computers & Chemical Engineering, 2003, 27(2): 157-166.
- [19]Wang A P, Hong-Juan M A, Yang S N, et al. Optimization of lunar soft landing trajectory based on GA-SQP method [J]. Mathematics in Practice & Theory, 2015,45(16):114-121.
- [20]Feng L, Liu L, Wang Y. Trajectories optimization of hypersonic vehicle based on a hybrid optimization algorithm of PSO and SQP[C]//Control and Decision Conference. [S. l.]:IEEE, 2015: 4518-4522.
- [21]魏巍. MATLAB 应用数学工具箱技术手册[M]. 北京:国防工业出版社, 2004.

Numerical Parameter Optimization of a Dynamic Vibration Absorber with Negative Stiffness

Xing Zhaoyang, Shen Yongjun, Xing Haijun

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: A dynamic vibration absorber with negative stiffness element was presented. It was found that the system was difficult to optimize parameters by analytic derivation. The amplitude amplification factor of the main system of the dynamic vibration absorber was taken as the control target, and the parameters were optimized by the sequence quadratic programming algorithm. At first, the correctness of the numerical optimization method in H-infinity optimization was verified by two models i. e., Voigt type dynamic vibration absorber and a dynamic vibration absorber with negative stiffness element. Then the numerical optimization method was used to optimize the parameters of the proposed dynamic vibration absorber in this paper. Compared with a variety of dynamic vibration absorbers under simple harmonic excitation and random excitation, the proposed model performs good performance in vibration absorption.

Key words: dynamic vibration absorber; negative stiffness; sequential quadratic programming algorithm; parameters optimization

~~~~~  
(上接第 17 页)

## Experimental Study on Seismic Behavior of Self-Compacting Concrete Columns

Zhang Jiyang<sup>1</sup>, Lu Zongdian<sup>2</sup>, Duan Hongliang<sup>3</sup>, Xiao Wei<sup>4</sup>, Wang Zhiqiang<sup>1</sup>

(1. Bridge Engineering Department of Tongji University, Shanghai 200092, China;

2. CCCC Second Highway Survey and Design Institute Co., Ltd., Wuhan 430000, China;

3. Tongji Architectural Design (Group) Co., Ltd., Shanghai 200092, China;

4. Shanghai Municipal Engineering Design Institute (Group) Co., Ltd., Shanghai 200092, China)

**Abstract:** In this paper, a two-stage test was conducted to study the seismic behavior of self-compacting concrete piers. The first stage of it consisted of 10 groups of pull-out tests of concrete and rebars. The failure forms of each specimen were analyzed and the bonding anchorage performance between self-compacting concrete and steel bars was compared with that of ordinary concrete of the same strength. The second stage test was a quasi-static test of seismic behavior of self-compacting concrete piers, studying the failure modes and hysteretic ring of the pier specimens, and the seismic performance of the specimens were evaluated by five indexes, including drift ratio, displacement ductility, equivalent viscous damping ratio, equivalent stiffness and residual deformation. The results showed that the bond property between rebars and self-compacting concrete was weaker compared with ordinary concrete, but with the increase of anchorage length, the difference between the two decreased gradually. The failure forms of the two quasi-static test pier specimens were both bending failures. Compared with the self-compacting concrete specimen, the ordinary concrete specimen had relatively plumper hysteretic ring and slower strength degradation during the whole test. And the self-compacting concrete specimen showed relatively weaker ductility and energy dissipation.

**Key words:** self-compacting concrete; seismic performance; bond anchorage performance; quasi-static test