

X 型双支撑准零刚度隔振器优化设计*

刘慧珍¹, 黄贤振², 李尚杰¹, 姜智元²

(1. 鲁东大学蔚山船舶与海洋学院 烟台, 264025)

(2. 东北大学机械工程与自动化学院 沈阳, 110819)

摘要 针对具有 X 型仿生结构的双支撑准零刚度隔振器在低频隔振性能上严重依赖设计参数与激励环境配置的问题, 提出一种基于元启发式优化算法的设计方法, 用于搜索 X 型双支撑准零刚度隔振器隔振性能最佳时的设计参数。首先, 根据拉格朗日方程建立隔振器的动力学模型, 研究激励下动力学特性; 其次, 以隔振器的起始隔振频率为目标函数, 以稳态位移响应幅值、力传递率和参数边界值作为约束条件, 建立归一化目标函数; 最后, 引入一种元启发式优化算法——野马算法(wild horse optimizer, 简称 WHO), 求解获得全局最佳设计参数。结果表明, 所提方法能够有效提高低频隔振性能, 起始隔振频率值相比于初始模型降低 26.09%, 位移响应幅值降低 22.71%, 力传递率降低 43.36%。该优化策略能够有效突破传统经验参数设计的局限性, 为非线性隔振器的优化设计提供数据支撑与方向指导。

关键词 隔振; 优化设计; 动力学特性; X 型仿生结构; 元启发式算法

中图分类号 TU112.59; TH122

0 引言

随着工业设备在复杂工况下服役的高稳定性、高精度要求逐渐增高, 隔离或抑制有害振动已成为一项重要任务^[1]。被动、主动和半主动隔离技术已得到深入研究与报道。与主动或半主动隔振器相比, 被动隔振器因成本低、稳定性高且无需外部能量传输等优势, 被广泛用于隔离有害振动^[2]。早期被动隔振器采用线性结构, 通过弹簧变形和阻尼耗散来衰减非期望振动, 但理论研究表明, 线性隔振器刚度与承载力之间存在不可调和的矛盾。因此, 具有高静低动刚度特性的非线性隔振器应运而生, 并被广泛用于隔振领域。

准零刚度隔振器是非线性隔振器的典型代表, 其准零刚度特性可通过不同的等效刚度方法实现, 如正、负刚度并联、几何非线性及智能材料非线性等。相比于上述方式, 仿生结构提供了一种依赖非线性恢复力而非负刚度分量的调节机制, 从而实现准零刚度^[3]。Wang 等^[4]探讨了 X 型仿生结构的动力响应, 旨在分析其隔振性能。Jiang 等^[5]研究了仿生隔振结构的杆长、装配角度等参数对隔振性能的影响。结果表明, 仿生结构隔振器有利于实现良好的

隔振性能。

在实际应用中, 期望非线性隔振器具有较大的准零刚度面积和较低的动刚度, 以隔离较低频率的振动。因此, 如何提高非线性隔振器的低频隔振性能、降低起始隔振频率、拓宽隔振带宽是当前研究的难点之一。非线性隔振器的设计理论表明, 低频隔振性能在很大程度上取决于隔振器的设计参数^[6-7]。例如: 合适的阻尼值可减少隔振区的不利影响, 甚至避免频跳现象^[6]; 高刚度适用于强激振环境, 但当存在位移约束时, 最优刚度比应限制在相对较小的范围内^[7]。然而, 关于非线性隔振器优化设计以获得最优参数的研究非常有限。Jing 等^[8]研究了 X 型隔振结构中的设计参数, 为结构参数的选择提供了优化目标。Carrella^[9]通过定义有效位移范围, 对非线性准零刚度隔振器进行静态性能优化。结果表明, 仅对单个设计参数进行权衡并不充分, 与静力、刚度等静态特性相比, 共振频率、幅频特性及传递率等动态特性对隔振性能的影响更大。因此, 有必要对非线性隔振器的动力学特性展开全面的优化研究^[10]。

此外, 优化设计中数学方程的求解受限于现有优化算法的能力^[11]。梯度算法因需预知设计变量的导数信息而存在应用局限; 元启发式算法无需导数

* 国家自然科学基金资助项目(51975110, U22B2087); 山东省自然科学基金资助项目(ZR2026QC0484)

收稿日期: 2025-10-15; 修回日期: 2026-03-17

信息,凭借其全局寻优能力和处理无显式数学表达式问题的优势,受到广泛关注。在机械与振动控制领域,已有大量研究验证了元启发式算法的有效性。Abualigah等^[12]综述了元启发算法在悬臂梁、弹簧等设计中的应用,证实其高效性与适应性。Das等^[13]采用蜻蜓算法和蚁狮优化算法对阻尼器布置进行优化,有效降低了结构响应。Elias等^[14]提出一种基于量子理论的元启发算法用于阻尼器的参数优化,其在收敛速度和鲁棒性等方面均优于传统遗传算法。

笔者针对一种X型双支撑准零刚度隔振器(X-type quasi-zero-stiffness vibration isolator,简称XQVI),以起始隔振频率为优化目标,考虑动态响应和力传递率等特性,提出一种基于元启发式优化算法的设计方法,旨在获得最佳设计参数。通过对优化后隔振器的动力学特性与隔振能力进行分析,验证所提方法的有效性,以期为复杂隔振器的优化设计提供潜在的理论指导。

1 X型双支撑准零刚度隔振器结构

XQVI主要由上平台、2个X型结构的弹簧-阻尼框架、下平台以及2个支撑弹簧组成。X型双支撑准零刚度隔振器结构如图1所示。上、下平台长度均为 L ,上下平台之间放置弹簧-阻尼框架,每个弹簧-阻尼框架由线性弹簧、阻尼以及4根连杆构成,连杆长度为 l ,上平台中心与连杆连接点的偏心距离为 a ,弹簧-阻尼框架的刚度和阻尼系数分别为 k_1, k_2 和 c_1, c_2 。

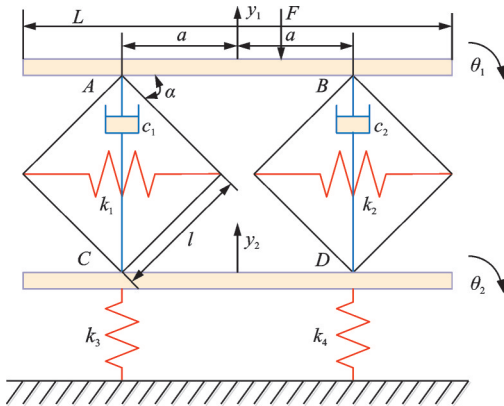


图1 X型双支撑准零刚度隔振器结构

Fig.1 Structure of X-shaped dual-support quasi-zero-stiffness isolator

当隔振器处于静平衡状态时,连杆与上平台夹角为 α 。 k_3 和 k_4 为支撑弹簧的刚度系数。上、下平台的垂直和旋转位移分别为 y_1, y_2 及 θ_1, θ_2 。由于采用轻质连杆,其质量远低于上、下平台质量,故在建模

中将其视为刚性无质量杆处理。XQVI工作时,上平台受到激励载荷 F 作用,该载荷经弹簧-阻尼框架衰减后传递至下平台,从而实现减振。笔者以隔振后传递至下平台的位移响应幅值 $y_{2\max}$ 作为动态响应的评价指标。

基于拉格朗日等式,得到XQVI的四自由度动力学控制方程为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + R(X) = F(t) \quad (1)$$

其中: M 和 C 分别为XQVI的质量和阻尼矩阵; X 和 $F(t)$ 分别为XQVI的广义坐标向量和广义力向量。

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$C =$

$$= \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -(c_1 + c_2) & 0 & 0 \\ -(c_1 + c_2) & c_1 + c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a(c_1 + c_2) & -a(c_1 + c_2) \\ 0 & 0 & -a(c_1 + c_2) & a(c_1 + c_2) \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中:上、下平台的质量分别为 m_1 和 m_2 ;转动惯量分别为 J_1 和 J_2 。

忽略平台厚度,转动惯量 $J_i = m_i L^2 / 12 (i=1, 2)$ 。令刚度向量 $R(X) = [R_1(X), R_2(X), R_3(X), R_4(X)]^T$,其为XQVI的刚度项。对刚度向量 $R(X)$ 在 X_0 处进行泰勒展开,得到

$$R_i(X) = R_i(X_0) + |\nabla R_i(X_0)|^T (X - X_0) + \frac{1}{2!} |X - X_0|^T H_i(X_0) |X - X_0| + o^n \quad (4)$$

($i = 1, 2, 3, 4$)

其中:展开点取 $X_0 = [0, 0, 0, 0]^T$; ∇, H 分别为雅可比矩阵与海塞矩阵。

$$\nabla R_i(X_0) =$$

$$\left[\frac{\partial R_i(X_0)}{\partial x_1}, \frac{\partial R_i(X_0)}{\partial x_2}, \frac{\partial R_i(X_0)}{\partial x_3}, \frac{\partial R_i(X_0)}{\partial x_4} \right]^T$$

$$H_i(X_0) =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_1 \partial x_2} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_1 \partial x_3} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_1 \partial x_4} \\ \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_2 \partial x_1} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_2^2} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_2 \partial x_3} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_2 \partial x_4} \\ \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_3 \partial x_1} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_3 \partial x_2} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_3^2} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_3 \partial x_4} \\ \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_4 \partial x_1} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_4 \partial x_2} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_4 \partial x_3} & \frac{\partial^2 R_i(X_0)}{\partial x_4^2} \end{bmatrix}$$

将式(4)代入动力学控制方程的刚度项 $R(X)$,得到

$$R(X) = K(X)X = (K_0 + K^{(2)} + K^{(3)})X \quad (5)$$

其中: $K(X)$ 为XQVI的刚度矩阵,近似分解为线性 K_0 、二次 $K^{(2)}$ 和三次 $K^{(3)}$ 部分。

忽略高阶项影响,仅考虑线性 K_0 ,则XQVI的固有频率为

$$\omega_n = \sqrt{K_0/M} \quad (6)$$

$K_0 =$

$$\begin{bmatrix} 4(k_1 + k_2)\tan^2\alpha & -4(k_1 + k_2)\tan^2\alpha & 4(k_1 - k_2)a\tan^2\alpha & -4(k_1 - k_2)a\tan^2\alpha \\ -4(k_1 + k_2)\tan^2\alpha & 4(k_1 + k_2)\tan^2\alpha + k_3 + k_4 & -4(k_1 - k_2)a\tan^2\alpha & 4(k_1 - k_2)a\tan^2\alpha + 2k_3a - k_4a \\ 4(k_1 - k_2)a\tan^2\alpha & -4(k_1 - k_2)a\tan^2\alpha & 4(k_1 + k_2)a^2\tan^2\alpha & -4(k_1 + k_2)a^2\tan^2\alpha \\ -4(k_1 - k_2)a\tan^2\alpha & 4(k_1 - k_2)a\tan^2\alpha + (k_3 - k_4)a & -4(k_1 + k_2)a^2\tan^2\alpha & 4(k_1 + k_2)a^2\tan^2\alpha + (k_3 + k_4)a^2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

下平台的位移响应 y_2 以及激励载荷 F 传递至下平台的力传递率 T_F (以dB为单位)分别为

$$y_2(t) = f(m, k, c, F_0, \omega, a, L, l) \quad (8)$$

$$T_F(t) = 20\lg \frac{k_3 y_2(t) + k_4 y_2(t)}{F_0} \quad (9)$$

其中: f 表示设计参数与响应的映射关系; m 为上、下平台质量(假设 $m_1 = m_2$); k 为刚度参数(假设 $k = k_1, k_2, k_3$ 和 k_4); c 为阻尼参数(假设 $c = c_1$ 和 c_2); F_0 为激励幅值; ω 为激励频率; a 为偏心距离; l 为连杆长度; L 为平台长度。

令: m, k, c 为结构参数; a, l, L 为尺寸参数; F_0 和 ω 为激励参数。设计参数由结构和尺寸参数组成,激励参数设定在一定限制范围内,在此范围内实现设计参数的寻优。基于式(9)确定隔振器起始隔振频率($T_F = 0$ dB),关于准零刚度特性、可靠性及求解动力响应的更多细节可参见文献[16]。

2 优化设计方法

2.1 归一化目标函数

以XQVI的起始隔振频率为目标函数,以稳态位移响应幅值、力传递率和设计参数边界值为约束条件,建立XQVI的归一化目标函数。

对于安装尺寸、隔振器空间受限的场景,稳态位移响应幅值约束很有必要。隔振后XQVI的稳态位移响应幅值应小于限定的位移阈值,即

$$h_1 = y_{2\max} - y_d \quad (10)$$

其中: y_d 为位移限定阈值; $y_{2\max}$ 为稳态位移响应幅值。

当激励自上平台经弹簧-阻尼框架传递到下平台时,下平台传递给基础平台的力与激励载荷幅值

其中: $\omega_n = [\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4]$,为XQVI在无阻尼情况下生成的1~4阶固有频率。

当非线性隔振器隔振时,动态响应中包含多个振动频率成分,其并不以某一阶频率振动。通常只关注低阶频率,特别是第1阶(也称为基频),因为基频变化可能导致隔振器失谐,从而降低隔振性能^[15]。

K_0 展开为

之比应限定在给定阈值内,即

$$h_2 = T_F(t) - T_d \quad (11)$$

其中: T_F 为力传递率; T_d 为力传递率的限定阈值。

此外,在实际设计中,尺寸公差带及安装方式等因素对设计参数取值形成一定限制。因此,应明确设计参数的边界,并限定激励参数的范围,以使优化结果符合工程实际。平台质量 m 、弹簧刚度系数 k 、阻尼系数 c 、激励载荷幅值 F_0 、激励载荷频率 ω 以及隔振器尺寸参数(偏心距离 a 、平台长度 L 、连杆长度 l)应限制在边界值以内,即

$$\begin{cases} m_l < m < m_u \\ k_l < k < k_u \\ c_l < c < c_u \\ F_l < F_0 < F_u \\ \omega_l < \omega < \omega_u \\ a_l < a < a_u \\ L_l < L < L_u \\ l_l < l < l_u \end{cases} \quad (12)$$

其中: $[m_u, k_u, c_u, F_u, \omega_u, a_u, L_u, l_u] = X_u$ 和 $[m_l, k_l, c_l, F_l, \omega_l, a_l, L_l, l_l] = X_l$ 分别为设计参数的上、下限向量。

XQVI的优化目标为:在满足上述约束条件的前提下,尽可能降低起始隔振频率,从而获得最优设计参数。据此,以起始隔振频率为目标函数,优化问题可描述为

$$\begin{aligned} & \text{Find } U = [m, k, c, a, L, l] \\ & \min \quad \omega_{qs}(U) \\ & \text{s.t.} \quad \begin{cases} h_j(U) \leq 0 \\ U_l \leq U \leq U_u \end{cases} \end{aligned} \quad (13)$$

其中: U 为设计参数组成的向量; ω_{qs} 为起始隔振频率值; $j=1, 2$ 。

为了减少不满足约束条件的潜在优化解,将位

移响应约束与力传递率约束以惩罚项形式归一化后引入目标函数。归一化后的目标函数为

$$\text{mini mize } \omega_{\text{DO}}(U) = \omega_{\text{qs}}(U) + \sum_{i=1}^2 [p_i |h_i(U)|] \quad (14)$$

其中: p_i 为第 i 个约束的惩罚因子(本研究设为 1×10^6)。

由于归一化目标函数具有高维设计变量且呈现强非线性特征,须采用高效优化算法以提升求解效率,因此笔者引入野马算法^[17]求解 XQVI 的优化问题。该算法无需梯度信息、控制参数少且具有全局搜索能力。

2.2 野马算法

相较于遗传算法、粒子群优化及灰狼优化器等经典元启发式算法,WHO 在 CEC2017 与 CEC2019 等测试集上的对比分析中表现出较强的竞争力,在多数测试函数中其弗里德曼平均秩排名第 1^[17]。在工程优化问题中,WHO 也展现出优异的全局搜索能力,这些结果为 WHO 求解 XQVI 的优化提供了支撑。

WHO 以野马的分组、吃草、交配、领导层级行为为灵感,算法初始将马群分为多个小组,每个小组有一匹种马,剩下的母马和小马驹在马群各组之间均匀分配。

初始化时,设置小组中的种马为领导者。领导者须带领小组成员寻找合适区域,即水池。相比于小组成员,领导者更能敏锐感知到与水池的距离和潜在位置,从而引导成员靠近并占领水池。因此,在优化过程中,利用各组统治者(潜在最优解)的适应度函数值判断最终占领水池的统治者(最优解)位置。据此,野马算法的优化过程本质上可视为不断更新领导者位置直至收敛的迭代过程,其抽象数学模型描述如下。

种马被视为区域的中心,其余小组成员的位置为

$$U_{i,G}^j = 2Z \cos(2\pi RZ)(\text{Stal}^j - U_{i,G}^j) + \text{Stal}^j \quad (15)$$

其中: $U_{i,G}^j$ 为其余成员的当前位置; Stal^j 为种马的位置; R 为 $[-2, 2]$ 范围内的随机数; $U_{i,G}^j$ 为成员的更新位置; Z 为自适应调节系数。

Z 的表达式为

$$Z = R_2 \odot \text{IDX} + R_3 \odot (\sim \text{IDX}) \quad (16)$$

其中: P 为由 0 和 1 组成的向量, $P = R_1 < \text{TDR}$; R_1, R_2, R_3 为 $[0, 1]$ 范围内的随机向量; TDR 为自适应递减阈值,随着迭代次数增加从 1 逐渐递减至 0; IDX 为 R_1 满足条件 $P=0$ 时的逻辑值; $\sim \text{IDX}$ 为 IDX 的逻辑补集。

野马的交配行为可描述为

$$X_{G,k}^p = \text{Crossover}(X_{G,i}^q, X_{G,j}^z) \quad (i \neq j \neq k) \quad (17)$$

其中: $X_{G,k}^p$ 为来自 k 组的马驹 p 的位置; 其父母分别为来自 i 组的马驹 $q(X_{G,i}^q)$ 和来自 j 组的马驹 $z(X_{G,j}^z)$ 。当 $p=q$ 时,优化结束; Crossover 表示取均值。

马的离开与交配行为如图 2 所示。其中:虚线表示马驹进入;实线表示马驹离开。

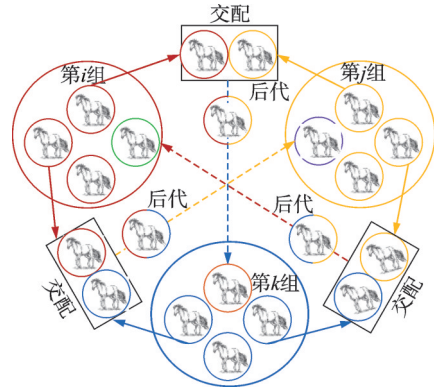


图2 马的离开与交配行为

Fig.2 The behavior of departure and mating of horses

领导者与水池的相对位置和距离可表示为

$$\overline{\text{Stal}}_{G_i} = \begin{cases} 2Z \cos(2\pi RZ)(WH - \text{Stal}_{G_i}) + WH & (R_3 > 0.5) \\ 2Z \cos(2\pi RZ)(WH - \text{Stal}_{G_i}) - WH & (R_3 \leq 0.5) \end{cases} \quad (18)$$

其中: $\overline{\text{Stal}}_{G_i}, \text{Stal}_{G_i}$ 分别为第 i 组领导者的下一个位置和当前位置; WH 为水池位置。

针对 XQVI 优化设计中存在的强非线性、多模态、高维变量耦合及计算复杂等问题,WHO 展现出潜在优势。该算法通过分组与交配行为维持种群多样性,有效避免早熟收敛,有助于寻求 XQVI 的全局最优设计参数。WHO 的领导者机制与自适应参数共同实现全局搜索与局部开发能力的动态平衡,从而有效处理 XQVI 中设计变量间的耦合关系。此外,WHO 的快速收敛特性有助于降低求解动力学方程的计算成本。

2.3 优化过程

野马优化算法的公开 Matlab 代码源代码链接见文献[17]。笔者以归一化目标函数作为算法的适应度函数,通过该函数确定 XQVI 隔振性能最佳的设计参数。优化步骤如下:

1) 设定马群个体数、最大迭代次数、马群小组数、种马占比等参数,并确定设计变量及其边界约束;

- 2) 初始化种马作为各小组的领导者,基于式(18)中的归一化目标函数计算适应度值;
- 3) 利用式(16)中的自适应参数 Z ,基于式(15)更新小组内马驹的位置,并计算相应的适应度值;
- 4) 基于式(18)更新各小组领导者(种马)的位置,并计算相应的适应度值;
- 5) 判断小组中的领导者位置是否需要更新:若某一马驹的适应度函数值高于当前领导者,则以该马驹位置作为新一代领导者(潜在最优解);反之,则领导者位置不变。
- 6) 若优化迭代次数超过迭代最大值,则迭代结束,寻优完成,并输出设计参数的最优解。

3 数值算例

3.1 试验验证

XQVI实体模型示意图如图3所示。实体模型的具体参数值如表1所示。实验中,基础平台固定在试验台上,对上平台施加简谐激励力。上平台安装力传感器,采样频率为10 kHz,用于测量激励载荷。涡流传感器放置于下平台,采样频率为10 kHz,用于测量位移响应。

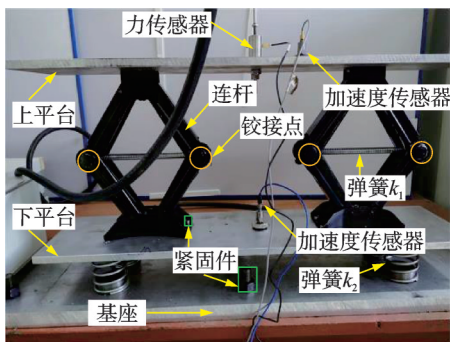


图3 XQVI实体模型示意图
Fig.3 The solid model of XQVI

表1 实体模型的具体参数值

Tab.1 Physical parameters of the solid model			
参数	数值	参数	数值
l/m	0.125	$k_4/(\text{N}\cdot\text{m}^{-2})$	7 000
a/m	0.166	L/m	0.61
$k_1/(\text{N}\cdot\text{m}^{-2})$	600	m_1/kg	2.75
$k_2/(\text{N}\cdot\text{m}^{-2})$	600	m_2/kg	2.75
$k_3/(\text{N}\cdot\text{m}^{-2})$	7 000		

同时,对理论模型施加相同激励以求解下平台位移响应,基于理论与实验模型得到的位移响应曲线如图4所示。图中,理论与实验所得位移曲线吻合良好,验证了XQVI理论建模的有效性。但理论

曲线较实验曲线更平滑,且幅值存在少量偏差。偏差可能来源于理论模型中的理想激励,实验中上平台连接处的刚度导致实际传递激励能量与理论值存在偏差,从而使实测位移偏大。此外,复杂实验环境以及XQVI装配误差等因素也会影响实测结果。

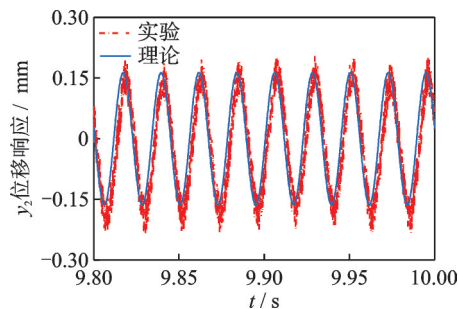


图4 基于理论与实验模型得到的位移响应曲线
Fig.4 Displacement response curve using test and theory

3.2 优化结果分析

设定参数的边界约束为

$$\begin{cases} 4.2 < m < 5.4 \\ 900 < k < 1\,800 \\ 78.5 < c < 82.5 \\ 820 < F_0 < 1\,180 \\ 42.5 < \omega < 47.5 \\ 0.77 < a < 0.83 \\ 2.4 < L < 2.6 \\ 0.48 < l < 0.52 \end{cases} \quad (19)$$

参数设置如下:初始种群数 N 为20,最大迭代次数为200,种马百分比 P_s 为0.2,交叉百分比 P_c 为0.13,位移幅值阈值为0.048 m,力传递率阈值为-20.915 dB。随机执行10次XQVI优化流程,其10次优化结果如图5所示。从图5(a)可以看出,随着迭代次数的增加,适应度值逐渐减小并最终稳定。在局部放大图中,当迭代次数达到60次后,适应度值不再明显波动。图5(b)显示了10次优化的最优目标函数值和迭代收敛步长,其中,最优目标函数值的平均值即为起始隔振频率 ω_{qs} ,其值为2.520 7 Hz。10次优化结果的相对偏差在6.39%以内,表明优化结果的稳定性;迭代收敛步数最大不超过90,表明WHO参数设置合理。

为证明优化设计的有效性,将最优设计参数下的位移响应幅值 $y_{2\max}$ 、力传递率 T_F 及 ω_{qs} 与初始模型参数进行对比。最优设计参数下的计算结果如表2所示。优化后的XQVI满足约束条件, $y_{2\max}$ 和 T_F 均小于限定阈值, ω_{qs} 及固有频率值、 $y_{2\max}$ 和 T_F 均有所降低。其中: ω_{qs} 降低了26.09%; T_F 降低了43.36%; $y_{2\max}$ 降低了22.71%。这表明在满足约束的前提下,优化能有效提高XQVI的隔振性能。

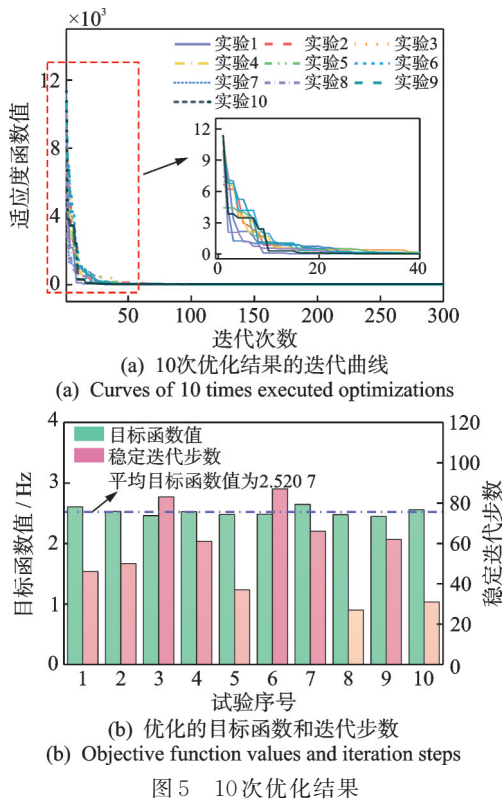


图 5 10 次优化结果

Fig.5 10 times optimization results

表 2 最优设计参数下的计算结果

参数	初始模型	优化模型
m/kg	4.5	5.200 9
$k/(\text{N}\cdot\text{m}^{-2})$	1 500	947.115 0
$c/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2})^{-2}$	80	82.139 1
F_0/N	1 000	1 010.256 0
ω/Hz	7.162 0	7.040 5
a/m	0.8	0.780 5
L/m	2.5	2.456 7
l/m	0.5	0.490 4
$\omega_{\text{qs}}/\text{Hz}$	3.410 4	2.520 7
$y_{2\text{max}}/\text{m}$	0.062 1	0.048 0
T_{F}/dB	-14.589 4	-20.915 1
ω_1/Hz	2.813 9	2.079 8
ω_2/Hz	3.119 2	2.288 9
ω_3/Hz	12.002 7	8.871 6
ω_4/Hz	13.305 1	9.763 6

为验证 WHO 的优越性,分别基于遗传算法 (genetic algorithm, 简称 GA)和粒子群算法 (particle swarm optimization, 简称 PSO)对 XQVI 进行优化设计。为保证结果的公平性,3 种算法均采用相同种群数 (20)、最大迭代次数 (200) 及归一化目标函数 (式 (14))。各算法独立运行 10 次,不同算法下 XQVI 的优化结果如表 3 所示。其中: O_{ov} 、 O_{wv} 及 O_{av}

分别为 10 次运行的最优、最差、平均 ω_{qs} 值; O_{r} 为 10 次运行获得的 ω_{qs} 的相对最大偏差; N_{f} 为平均收敛步数。

表 3 不同算法下 XQVI 的优化结果

算法	O_{ov}/Hz	O_{wv}/Hz	O_{av}/Hz	O_{r}	N_{f}
GA	2.481	2.734	2.591	9.765	89.6
PSO	2.403	2.682	2.567	10.869	146.2
WHO	2.445	2.606	2.521	6.386	55.3

基于表 3 结果可知,3 种优化算法的平均目标数值相差不大,且均能实现 XQVI 优化。但相比于 GA 和 PSO,WHO 的平均 ω_{qs} 和相对最大偏差均略低,表明 WHO 在 XQVI 优化设计中具备更强的全局搜索能力,且结果波动更小,鲁棒性更强。此外,WHO 的平均收敛步数明显小于 GA 和 PSO 的收敛步数,表明基于 WHO 优越的自适应参数调节机制,优化过程能够实现快速收敛。因此,WHO 在 XQVI 优化中展现出明显的潜力优势。

3.3 仿真对比

为了进一步验证优化设计的有效性,利用仿真软件 ADAMS 建立 XQVI 仿真模型,如图 6 所示。此处提取运行时间 $t=0.054\text{ s}$ 时 XQVI 的仿真模型。其中:上、下平台、基平台和弹簧阻尼框架中的连杆设为刚体;弹簧阻尼框架中的弹簧、阻尼及支撑弹簧采用 Spring-Damper 力元模拟;连杆与平台之间通过旋转副连接,上、下平台与基平台之间通过移动副连接;基平台固定于大地;利用载荷模块在上平台施加激励;基于后处理模块,仿真时间设为 10 s,步长为 10 000。

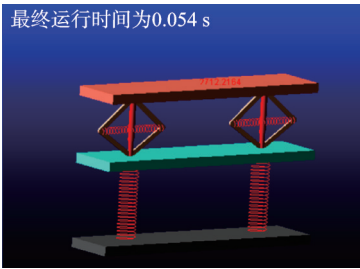


图 6 XQVI 仿真模型

Fig.6 Simulation model of XQVI

依据表 2 中的最佳设计参数和初始模型参数分别建立仿真模型。仿真模型的计算结果如表 4 所示。仿真与理论初始模型的 ω_{qs} 差值为 1.65%,表明仿真模型的有效性。仿真优化模型的 ω_{qs} 、 $y_{2\text{max}}$ 及 T_{F} 均低于仿真初始模型的相应值,进一步验证所提方法能在降低 $y_{2\text{max}}$ 和 T_{F} 的同时,有效降低 ω_{qs} ,提高 XQVI 的低频隔振性能。

表4 仿真模型的计算结果

Tab.4 The calculation results of simulation model

参数	仿真初始模型	仿真优化模型
ω_{qs}/Hz	3.466 7	2.510 3
ω_1/Hz	2.884 6	2.029 6
$y_{2\max}/\text{m}$	0.063 3	0.047 5
T_r/dB	-14.521 4	-21.006 3

4 结 论

1) 所提优化方法以提高XQVI低频隔振性能为目标,综合考虑起始隔振频率、固有频率、动态响应、力传递率等因素对隔振性能的影响。

2) 在合理的元启发式算法参数设置下,优化迭代过程快速收敛;相较于遗传算法和粒子群算法,野马算法优化所得平均目标值更低,且相对偏差在6.39%以内,具有良好的鲁棒性。

3) 与初始模型相比,优化后的XQVI起始隔振频率降低了26.09%;力传递率降低了43.36%;位移响应幅值降低了22.71%,表明优化方法在满足约束条件下可有效提高低频隔离性能,拓宽隔振频带。仿真结果进一步验证了优化方法的有效性。

参 考 文 献

- [1] LIU C C, JING X J, DALEY S, et al. Recent advances in micro-vibration isolation [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015(56/57): 55-80.
- [2] FENG X, JING X J, GUO Y Q. Vibration isolation with passive linkage mechanisms [J]. Nonlinear Dynamics, 2021, 106(3): 1891-1927.
- [3] SUN X T, QI Z F, XU J. A novel multi-layer isolation structure for transverse stabilization inspired by neck structure[J]. Acta Mechanica Sinica, 2022, 38(6): 521543.
- [4] WANG Y, JING X J. Nonlinear stiffness and dynamical response characteristics of an asymmetric X-shaped structure[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 125: 142-169.
- [5] JIANG G Q, JING X J, GUO Y Q. A novel bio-inspired multi-joint anti-vibration structure and its nonlinear HSLDS properties[J]. Mechanical System and Signal Processing, 2020, 138: 106552.
- [6] MA H Y, YAN B. Nonlinear damping and mass effects of electromagnetic shunt damping for enhanced nonlinear vibration isolation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 146: 107010.
- [7] ZHAO F, JI J, YE K, et al. A variable positive-negative stiffness joint with low frequency vibration isolation performance[J]. Measurement, 2021, 185: 110046.
- [8] JING X J, ZHANG L L, JIANG G Q, et al. Critical factors in designing a class of X-shaped structures for

vibration isolation[J]. Engineering Structures, 2019, 199: 109659.

- [9] CARRELLA A, BRENNAN M J, WATERS T P. Optimization of a quasi-zero-stiffness isolator[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2007, 21(6): 946-949.
- [10] 吴子英, 朱荣贤, 张禹轩, 等. 随机激励下混联II型惯容NES减振特性研究[J]. 振动、测试与诊断, 2025, 45(4): 706-714.
WU Ziyang, ZHU Rongxian, ZHANG Yuxuan, et al. Vibration attenuation characteristics of series-parallel-II inertial NES under stochastic excitation[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2025, 45(4): 706-714. (in Chinese)
- [11] PAROUHA R P, VERMA P. State-of-the-art reviews of meta-heuristic algorithms with their novel proposal for unconstrained optimization and applications[J]. Archives of Computational Methods in Engineering, 2021, 28(5): 4049-4115.
- [12] ABUALIGAH L, ELAZIZ M A, KHASAWNEH A M, et al. Meta-heuristic optimization algorithms for solving real-world mechanical engineering design problems: a comprehensive survey, applications, comparative analysis, and results[J]. Neural Computing and Applications, 2022, 34(6): 4081-4110.
- [13] DAS S, TESFAMARIAM S. Multiobjective design optimization of multi-outrigger tall-timber building: using SMA-based damper and Lagrangian model [J]. Journal of Building Engineering, 2022, 51: 104358.
- [14] ELIAS S, BEER M. A novel quantum-theory-based optimization of tuned mass dampers for structural vibration control [J]. Computers & Structures, 2025, 319: 108013.
- [15] LI H, LI J C, YU Y, et al. Analysis and optimization of a typical quasi-zero stiffness vibration isolator [J]. Smart Structures and Systems, 2021, 27(3): 525-536.
- [16] LIU H Z, HUANG X Z, DING P F, et al. Reliability evaluation method of vibration isolation performance of nonlinear isolator[J]. Journal of Sound and Vibration, 2023, 551: 117616.
- [17] NARUEI I, KEYNIA F. Wild horse optimizer: a new meta-heuristic algorithm for solving engineering optimization problems[J]. Engineering with Computers, 2022, 38(4): 3025-3056.



第一作者简介:刘慧珍,女,1993年10月生,博士、讲师。主要研究方向为隔振与减振、机械可靠性优化设计。曾发表《Adaptive stochastic configuration network ensemble for structural reliability analysis》(《Expert Systems with Applications》2024, Vol.237)等论文。
E-mail: LiuHZ1304@163.com