

一种多层曲梁单元的准零刚度隔振器

肖望强*, 刘 钧, 戴 宇

(厦门大学航空航天学院, 福建 厦门 361102)

摘要: [目的] 针对传统被动隔振器低频隔振性能不足的问题, 提出了一种具有准零刚度(quasi-zero stiffness, QZS)特性的曲梁单元, 并将其纵向并联构成一种新型 QZS 隔振器。[方法] 首先, 对该隔振器进行静力学分析, 建立无量纲力-位移和无量纲刚度-位移关系式, 并研究设计参数对隔振器刚度的影响, 进一步得出隔振器在平衡位置处具有零刚度特性的参数条件; 其次通过静力学仿真分析不同参数下的零刚度特性。最后, 通过动态试验分析了隔振器的隔振效果。[结果] QZS 隔振器隔振起始频率为 10 Hz, 隔振率达到 88.78%, 其既能兼顾主承载方向的性能又能在低频起良好的隔振性能。[结论] 通过对曲梁单元 QZS 元件进行纵向并联构成一种新型 QZS 隔振器, 保证大承载的情况下, 仍具备低频隔振效果。

关键词: 低频隔振; QZS 隔振器; 曲梁屈曲理论; 多层曲梁单元

中图分类号: TU 112.59+6

文献标志码: A

文章编号: 0438-0479(2025)02-0297-10

A quasi-zero stiffness vibration isolator for multilayer curved beam units

XIAO Wangqiang*, LIU Jun, DAI Yu

(School of Aerospace Engineering, Xiamen University, Xiamen 361102, China)

Abstract: [Objective] Addressing limitations of traditional passive isolators in terms of low-frequency vibration isolation performance, herein we propose a curved beam unit with quasi-zero stiffness (QZS) characteristics and incorporate it into a longitudinal parallel configuration to form a novel QZS isolator. [Methods] First, a static analysis of the isolator is conducted to establish dimensionless force-displacement and stiffness-displacement relationships. The influence of design parameters on the stiffness of the isolator is investigated, and parametric conditions for achieving zero stiffness at the equilibrium position are further derived. Second, static simulation is employed to analyze zero stiffness characteristics under various parameters. Finally, dynamic experiments are performed to analyze the vibration isolation effectiveness of the isolator. [Results] The QZS isolator exhibits a starting isolation frequency of 10 Hz and achieves an isolation rate of 88.78%. Furthermore, it can take into account both the performance in the main load direction and the good vibration isolation performance at low frequencies. [Conclusions] A new type of quasi-zero stiffness vibration isolator is established by longitudinally connecting QZS elements of curved beam units in parallel, thus ensuring the low frequency vibration isolation effect even under the condition of large load bearing.

Keywords: low-frequency vibration isolation; QZS isolator; curved beam flexure theory; multilayer curved beam unit

随着现代科学制造水平的进步和国家重大项目需求指标的要求提高, 各国对于振动控制的阈值变得越来越严苛, 尤其是对低频振动控制有着更加严苛的

要求^[1-3]. 工程中常用的振动控制方法是隔振, 通过附加隔振系统对振源与被控对象进行振动传递的隔离, 进而抑制振动. 传统线性隔振方法仅当激频大于隔振

收稿日期: 2024-08-01 录用日期: 2025-02-10

基金项目: 福建省科技计划项目(2022H6003)

*通信作者: wqxiao@xmu.edu.cn

引文格式: 肖望强, 刘钧, 戴宇. 一种多层曲梁单元的准零刚度隔振器[J]. 厦门大学学报(自然科学版), 2025, 64(2): 297-306.

Citation: XIAO W Q, LIU J, DAI Y. A quasi-zero stiffness vibration isolator for multilayer curved beam units[J]. J Xiamen Univ Nat Sci, 2025, 64(2): 297-306. (in Chinese)



系统固有频率的 $\sqrt{2}$ 倍时才有效果,若要隔离低频振动,则需降低系统刚度,这将影响机械系统的安装稳定性.因此,低频隔振仍是振动工程领域的一大难题.在传统隔振器基础上,引入负刚度特性的机构/结构,构成准零刚度(quasi-zero stiffness, QZS)隔振器,在承受设备自重的同时不产生较大变形,而且在静平衡位置附近动刚度极低,是一种理想的被动隔振器^[4].

针对 QZS 的研究可以追溯到 20 世纪 60 年代^[5],虽然当时并未提出 QZS 的概念,但针对 QZS 的研究已经开展,到目前为止,国内外已经有大量关于 QZS 的研究^[6-14].最早具有高静低动特性的 QZS 隔振器是由 Molyneux 在 1958 年设计得到,其结构为斜置弹簧和竖直弹簧并联的组合结构^[15].1989 年,Alabuzhev 等^[16]出版的关于 QZS 的专著,介绍了 QZS 的特性和几种能够实现 QZS 的隔振器结构.基于上述结构的启发,Carrella 等^[17-19]研究了一种由一个竖直弹簧和两个倾斜弹簧组成的三弹簧 QZS 隔振器,并进行详细的静力学分析,探究其刚度与结构参数之间的优化关系.Lan 等^[20]设计一种由两个斜向弹簧并联垂直弹簧的三弹簧 QZS 隔振器,与之前研究不同的是,他们设计了横向调节机构,并采用特殊的平面弹簧替代普通的螺旋弹簧以实现紧凑型结构设计,该设计在低频时能更好地衰减外部振动.通过对正负刚度元件并联组合,Huang 等^[21]以欧拉屈曲梁作为负刚度结构,设计了具有 QZS 特性的隔振器,并通过试验验证其隔振性能.Cai 等^[22]提出一种能有效衰减超低频振动的 QZS 超材料,并通过椭圆积分法和有限元仿真对由弯曲梁组合而成的 QZS 隔振器进行效果验证.Dalela 等^[23]提出一种比等效线性模型具有更低的振动传递率和更宽的低频带隙的 QZS 隔振器,每个单元结构由余弦梁系统和半圆拱结构组合而成,实现高静低动特性.Tan 等^[24]提出一种由空间屈曲梁组合而成的具有负刚度特性的圆柱形结构,通过实验验证了其具有较好的降冲性能.

国内对 QZS 的研究起步较晚,近年来涌现大量关于 QZS 的研究^[25-29].1997 年,湖南大学彭献等^[30]首次在国内给出了 QZS 隔振器的定义和分类,并以倾斜连杆并联拉伸弹簧作为负刚度机构构造的 QZS 隔振器为例,介绍了该类隔振器的设计方法,随后分析了以倾斜连杆与水平压缩弹簧铰接作为负刚度机构构造 QZS 隔振器的静力学特性和非线性共振响应特性^[31-32].清华大学郑钢铁教授团队^[33]进一步改进该种隔振器结构,将可调节预压缩量的水平弹簧与倾斜连

杆铰接构成负刚度机构,实验结果表明,通过调节水平弹簧的预压缩量,隔振器的刚度可以从 0.33 N/mm 变化到 23.2 N/mm,相应隔振器的固有频率可以从 0.72 Hz 变化到 5.99 Hz.中国人民解放军陆军工程大学路纯红等^[34-35]设计了一种由水平弹簧、竖直杠杆和水平连杆组合构成的新型负刚度机构,并将该机构与线性弹簧并联构造超低频非线性隔振系统,静力学分析结果表明,该隔振系统具有优良的高静低动刚度特性.基于仿生学原理,有学者利用类剪刀结构的非线性特性,提出一种垂直不对称 X 型 QZS 隔振器^[36-38].为提升隔振效率和降低隔振频率,有学者将 X 型隔振器与非线性能量吸收器(nonlinear energy sink, NES)相结合,提出一种具有隔振和吸振功能的集成非线性被动振动控制系统,建立非线性动力学模型并通过实验验证其减振性能^[39].周加喜等^[25]提出一种新型一维 QZS 结构,结构单胞由两对屈曲梁和两对折叠梁平行组合而成,通过有限元分析验证该结构具有超低的局部共振带隙.

由上述研究可发现目前对于 QZS 隔振器的研究主要集中于对称型 QZS 隔振器及非对称型 QZS 隔振器.其中,对称型 QZS 隔振器中的负刚度机构在零刚度点不提供承载力,仅具有负的动刚度,用以抵消正刚度机构中的动刚度,使隔振器实现零动刚度特性.这在一定程度上限制了对称型 QZS 隔振器在小位移变形下的承载能力的提升,且受限于负刚度机构的刚度-位移特性,对称型 QZS 隔振器的低刚度位移区间往往较小,这不利于激励位移幅值较大情况下的低频隔振.另外,以上介绍的大多数具有非对称刚度特性的高静低动刚度隔振器,其理想最低动刚度值总是大于而不等于零,这在一定程度上限制了隔振器的超低频隔振性能.

由于现有的 QZS 隔振器大多结构较复杂,成本较高,精度要求较高,设计参数与系统刚度的关系以及在不同激励下隔振效果的研究还不够.为此,本文提出一种结构简单、紧凑的 QZS 隔振器.通过静力学分析,详细讨论了设计参数对隔振系统刚度的影响.最后,通过动态试验分析了隔振器的隔振效果.

1 QZS 隔振器的隔振原理及应用设计

1.1 QZS 隔振器的原理

低频隔振和高承载能力的矛盾问题需从刚度入手,即设计一种非线性刚度隔振系统.通过将负刚度元件与正刚度元件并联组合形成 QZS 隔振器,利用正

负刚度的耦合效应实现“高静态低动态”的刚度特性,对正负刚度系统进行结构优化设计,可以实现不同隔振需求^[40].

图 1 中分别展示了正刚度元件和负刚度元件以及 QZS 隔振器的应力-应变曲线,具有正刚度的元件(典型的是弹簧)应力和应变呈现线性关系,具有负刚度特性的机构(常见机构为连杆)随着应变的增加,应力开始下降.由于 QZS 隔振器由正刚度元件和负刚度元件组合而成,所以其应力-应变曲线保留了正刚度元件和负刚度元件应力-应变曲线的叠加特性.当载荷为 mg 时, QZS 隔振器在平衡位置 x_e 处达到静力平衡.在 x_e 附近的微小范围 Δx 内,力 F 和位移 x 的比值为动刚度,其余范围比值视为静刚度.由图 1 中的正刚度元件和 QZS 隔振器两条刚度曲线可知,正刚度元件的静态刚度和动态刚度相等且始终为一定值; QZS 隔振器由于负刚度元件的作用,其动刚度在 Δx 范围趋近于零,在 Δx 以外的静刚度范围刚度则变大,从而实现了“高静低动”非线性变刚度.由此解决了低频隔振问题的矛盾点,在保证良好承载力的同时,扩展了隔振频率.

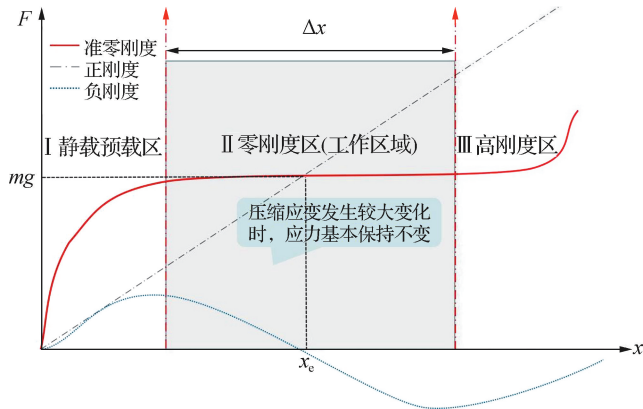


图 1 QZS 隔振器概念

Fig. 1 The concept of QZS isolator

根据曲梁屈曲理论,当具有双稳态机制的余弦曲梁在受到压缩载荷时,达到临界力时,结构就会从一个稳定状态突跳到另一个稳定状态,曲梁发生跃屈曲,该过程中曲梁的刚度正好存在小于零的情况.如图 2 所示,曲梁受到垂向和横向载荷时,均会发生跃屈曲变形.跃屈曲变形后,曲梁的应力-形变的曲线如图 3 所示,其斜率为曲梁的刚度,此时曲梁存在负刚度区域,可作为 QZS 隔振器的负刚度单元.由于曲梁在受到垂向和横向载荷时,均存在负刚度区域,使提高 QZS 隔振器的横向稳定性成为可能.出于这一考量,利用曲梁设计 QZS 隔振器.

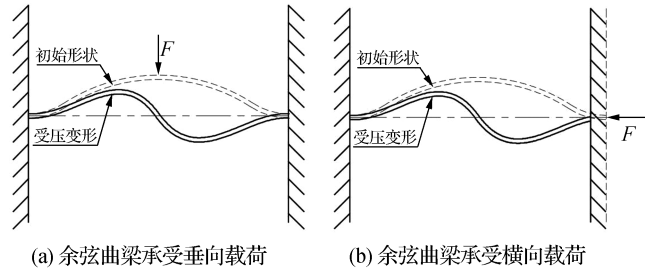


图 2 余弦曲梁的受载变形

Fig. 2 Deformation of cosine curved beams under load

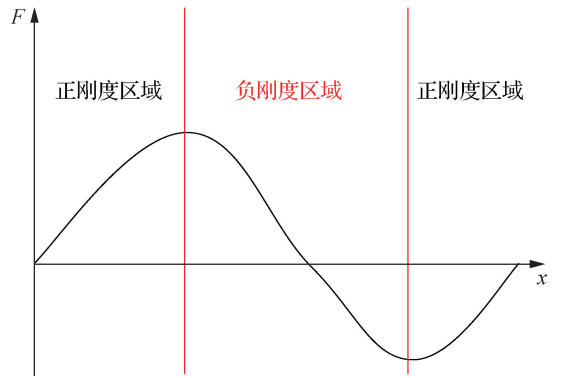


图 3 余弦曲梁跃屈曲变形后的曲梁力-形变曲线

Fig. 3 Force-deformation curve of cosine curved beams after jump buckling deformation

1.2 QZS 隔振器曲梁理论

1.2.1 双稳态屈曲模型

欧拉曲梁的设计源于双稳态屈曲直梁机构,一般的屈曲直梁在受到外力作用时会发生单一的屈曲现象,而双稳态屈曲直梁机构在某些加载情况下可以在两个不同的稳定状态之间切换,这种双稳态结构经过合理设计能形成 QZS 特性.由伯努利-欧拉梁方程可得承受轴向载荷 P 的直梁的梁方程为

$$EI \frac{d^4 z}{dx^4} + P \frac{d^2 z}{dx^2} = 0, \tag{1}$$

式中, E 为直梁材料的杨氏模量, I 为直梁的惯性矩, z 为直梁的竖向位移.在两端约束下,梁的边界条件为:

$$z(0) = z(l) = 0, \left(\frac{dz}{dx}\right)_{x=0} = \left(\frac{dz}{dx}\right)_{x=l} = 0, \tag{2}$$

其中 l 为屈曲直梁横向受压后的横向长度.

将轴向力归一化为

$$N^2 = \frac{Pl^2}{EI}. \tag{3}$$

为得到非零解, N 必须满足以下方程:

$$\sin\left(\frac{N}{2}\right) \left[\tan\left(\frac{N}{2}\right) - \frac{N}{2} \right] = 0. \tag{4}$$

将式(2)~(4)代入式(1)可求得两组解:

$$\begin{cases} z_{2n+1}(x) = C_{2n+1} \left[1 - \cos\left(N_{2n+1} \frac{x}{l}\right) \right], \\ N_{2n+1} = (2n+2)\pi; \\ z_{2(r+1)}(x) = C_{2(r+1)} \left[1 - 2 \frac{x}{l} - \right. \\ \left. \cos\left(N_{2(r+1)} \frac{x}{l}\right) + \frac{2\sin\left(N_{2(r+1)} \frac{x}{l}\right)}{N_{2(r+1)}} \right], \\ N_{2(r+1)} = 2.86\pi, 4.92\pi, 6.94\pi, \dots; \end{cases} \quad (5)$$

其中, C_i 为任意常数, $n=0, 1, 2, \dots$.

式(5)表达了伯努利-欧拉梁在不同的临界压力下对应的屈曲模态,可见,两端受压的伯努利-欧拉梁在理论上存在无限多个离散的屈曲模态,当压力 P 大于梁的第一阶屈曲压力 P_1 时,梁将进入第一阶屈曲模态,即图 4 所示. 双稳态屈曲直梁则有 2 种屈曲模态,当受外力影响时在两种模态间转变.

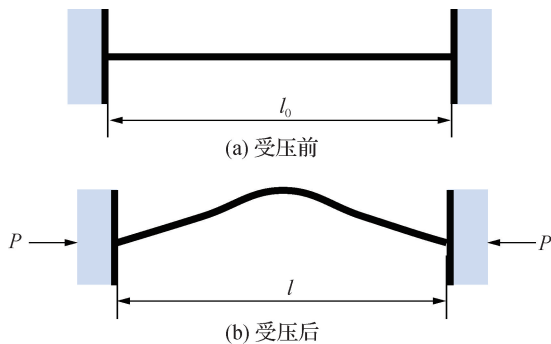


图 4 两端受压一阶屈曲机构

Fig. 4 First-order buckling mechanism under pressure at both ends

1.2.2 垂向受压的模式转变

如图 5 所示,梁的厚度为 t ,梁的跨度为 l ,位置 x 处的梁到其两端边界连接直线的垂直距离为 $z(x)$. 当曲梁在 $x=l/2$ 处受到垂直压缩力 f 时,其最大垂直位移 Z 可以使用模态叠加来进行计算. 对参数进行归一化处理, $Q = l \sin \theta_0 / 2t$, 由文献[41]可知,当 $Q < 1.67$ 时,可以通过忽略高阶模态来近似获得力-位移关系. 因此,曲梁在 $x=l/2$ 处的压缩力和位移之间的关系可以表示为

$$\hat{F} = \frac{3\pi^4 Q^2 (\hat{Z} + 1)}{2} \left((\hat{Z} + 1) - \frac{3}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} - \frac{4}{3Q^2}} \right) \left((\hat{Z} + 1) - \frac{3}{2} - \sqrt{\frac{1}{4} - \frac{4}{3Q^2}} \right), \quad (6)$$

式中: $\hat{Z} = (Z-h)/h$, 为归一化位移; $\hat{F} = fl^3/EIh$, 为归一化力; $I = bt^3/12$ 为矩形截面量的转动惯量.

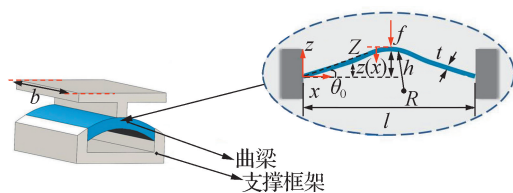


图 5 曲梁几何模型

Fig. 5 Curved beam geometry model

由式(6)可得归一化刚度 \hat{K}_s 为:

$$\hat{K}_s = 2\pi^4 - \frac{3\pi^4 Q^2}{2} + \frac{9\pi^4 Q^2}{2} \hat{Z}^2, \quad (7)$$

即

$$\hat{K}_s = K_0 + K_1 \hat{Z}^2. \quad (8)$$

最小刚度在静平衡位置 ($\hat{Z} = 0$) 处实现,因此选择合适参数 Q 时可实现曲梁的零刚度特性. 故当 $\hat{Z} = 0$, 令式(7)等于 0, 即可得出零刚度时需满足的条件:

$$Q = Q_{qzs} = \sqrt{\frac{4}{3}}. \quad (9)$$

定义参数 $Q^* = Q/Q_{qzs}$, 当 Q^* 为 1 时即代表 QZS 系统. 图 6 为不同 Q^* 下归一化力-位移关系,随着几何特征参数 Q^* 的增加,正刚度、QZS 和负刚度依次出现.

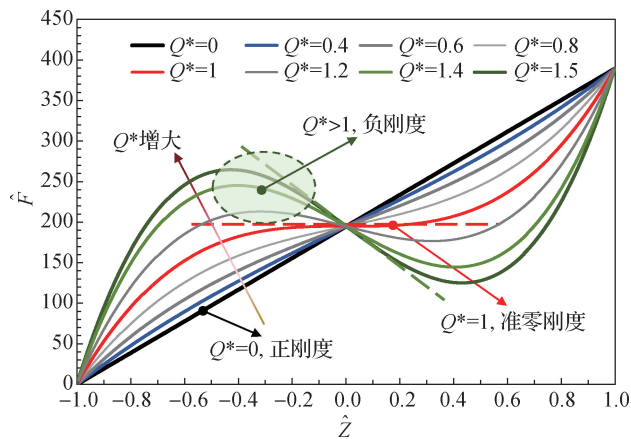


图 6 不同参数 Q^* 下归一化力与归一化位移关系
Fig. 6 Normalized force versus normalized displacement with different parameters Q^*

根据式(7)可知曲梁结构的负刚度特性与 Q 有关,即与 l, θ_0, t 息息相关,同时曲梁的半径 R 也会影响曲梁的负刚度特性,可针对这些参数进行设计,得到合适的刚度曲线.

对 $z(x)$ 进行无量纲化, $\hat{x} = z(x)/l$, 针对不同初始夹角 θ_0 进行研究,得到 \hat{K}_s 与 \hat{x} 的关系,如图 7 所示.

根据图 7 可知,随着初始角度 θ_0 的增加,负刚度

的特性越明显,但是进入负刚度区间越晚(即进入负刚度区间的处的变形量越大),因此需要根据实际情况,综合考虑低刚度性能与进入低刚度区域的变形量要求,进行曲梁初始角度 θ_0 的选择。

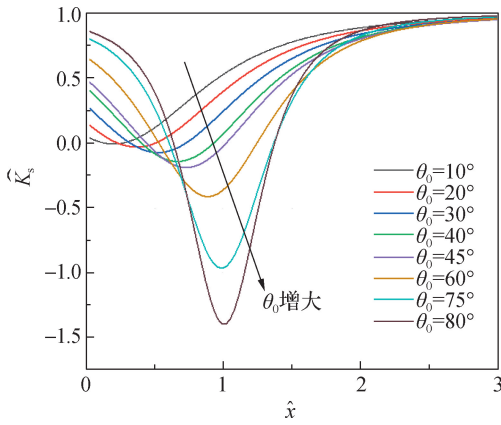


图 7 不同初始角度对刚度的影响

Fig. 7 The effect of different initial angles on stiffness

改变曲梁的预制半径 R 、 t , 同样对其进行无量纲化 $\hat{R} = R/l$, 得到曲梁的预制半径 R 对曲梁负刚度特性的影响关系。

1) 取 \hat{t} 为定值 0.2, 研究 \hat{R} 与 \hat{K}_s 的关系, 如图 8 所示。

随着 \hat{R} 的增大, 初始刚度会增大, 同时刚度下降速度也会增加, 进入低刚度区间所需的位移越大, 同时 \hat{K}_s 的最低值会先下降再升高。说明曲梁的零刚度特性随着 \hat{R} 的增大先变得更好, 达到一个临界值后, 零刚度特性开始随着 \hat{R} 的增大变得更差, 其中最低值处位于 $\hat{R} \in [1, +\infty)$ 区间内, 因此可综合考虑低刚度性能与进入低刚度区域的变形量要求, 进行曲梁预制半径 R 的选择。

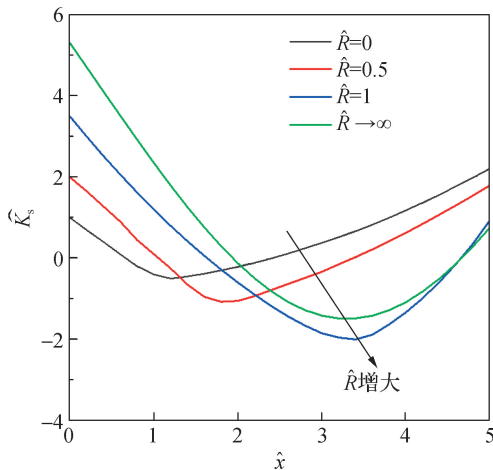


图 8 不同 \hat{R} 对 \hat{K}_s 的影响

Fig. 8 The influence of difference \hat{R} on \hat{K}_s

2) 取 \hat{R} 为定值 1, 研究 \hat{t} 与 \hat{K}_s 的关系, 如图 9 所示。

随着 \hat{t} 的减小, 初始刚度降低, 进入低刚度区域也越快, 低刚度的特性也越明显, 只有在 \hat{t} 小于某个值 t_{min} 时, 才开始具有负刚度的效果。但是 \hat{t} 越小, 意味着该曲梁越薄, 那么其初始刚度以及强度会越小, 因此需要综合考虑曲梁的承载能力、强度、低刚度特性等进行合理选择。

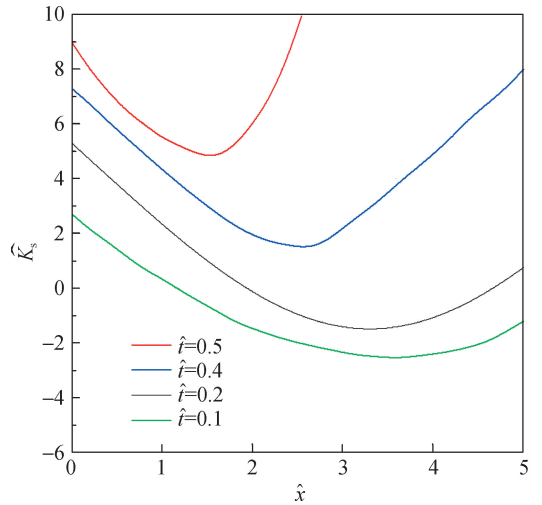


图 9 不同 \hat{t} 对 \hat{K}_s 的影响

Fig. 9 The influence of difference \hat{t} on \hat{K}_s

2 QZS 隔振器的仿真分析

为验证所设计的 QZS 隔振器的静力学特性, 使用有限元软件进行静力学分析。首先针对表 1 中列出的模型几何参数, 利用三维建模软件建立隔振器三维模型, 如图 10 所示, 并将模型导入到有限元软件中的静力学分析模块。为考虑到实际制造与使用要求, QZS 隔振器材料选用聚氨酯制造(杨氏模量 $E=10$ Mpa, 泊松比 $\nu=0.45$, 密度 $\rho=1\ 260$ kg/m³)。

表 1 QZS 隔振器结构参数

Tab. 1 Structural parameters of QZS isolator

几何参数	数值	几何参数	数值
曲梁的厚度 t/mm	3	框架长度 L/mm	78
曲梁的跨度 l/mm	20	框架高度 H/mm	50
曲梁的顶点高度 h/mm	3.45	框架深度 b/mm	40
曲梁半径 R/mm	15	框架初始夹角 $\theta_0/^\circ$	30

为深入探究结构的静力学性能, 本研究采用

ABAQUS/Standard 模块进行结构的静力学有限元分析. 在网格划分过程中, 选用 8 节点线性六面体单元 (C3D8H), 并通过网格收敛性分析确保仿真精度, 特别对曲梁位置处的网格进行加密处理, 最终构建一个包含 55 480 个单元和 65 856 个节点的仿真模型. 在

材料属性中, 采用了聚氨酯的材料参数, 并充分考虑结构弯曲变形行为所引发的几何非线性效应. 由于变形过程中, 结构会越过低刚度区进入高刚度保护阶段, 此时隔振器内表面会发生接触, 为模拟这一现象, 设置了隔振器内表面的自接触条件.

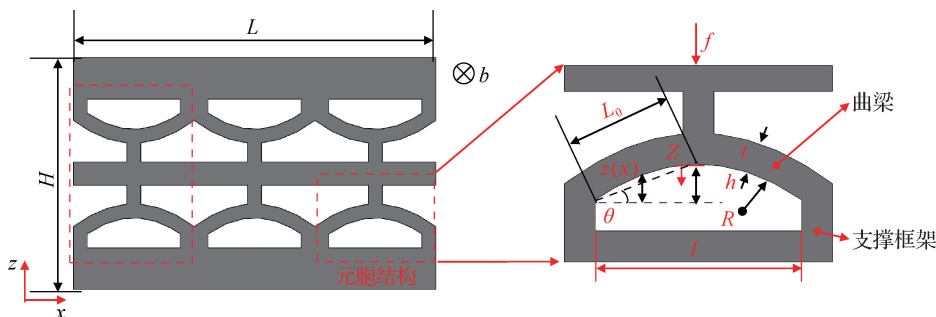


图 10 QZS 隔振器的几何模型

Fig. 10 Geometric modeling of QZS vibration isolators

为确保仿真与理论分析的一致性, 对隔振器底面的 6 个自由度进行约束, 涵盖 3 个平移自由度和 3 个旋转自由度. 同时, 将隔振器顶部表面与中心输入参考点进行耦合, 并将除了向下运动方向外的其他自由度都进行约束. 在载荷施加步骤中, 向中心输入参考点施加 14 mm 的向下位移, 以模拟结构在压缩过程中

的行为. 因为在理论分析中, 曲梁两端的支架被视为刚性, 这意味着隔振器结构的左右边缘只允许在压缩方向上发生位移, 所以在模拟中, 将结构的左右边缘的法向进行约束 (CB), 如图 11 所示. 值得注意的是, 此处 x 、 y 方向的选取与前文不同, 后文图 12 中的 x 表示垂向位移.

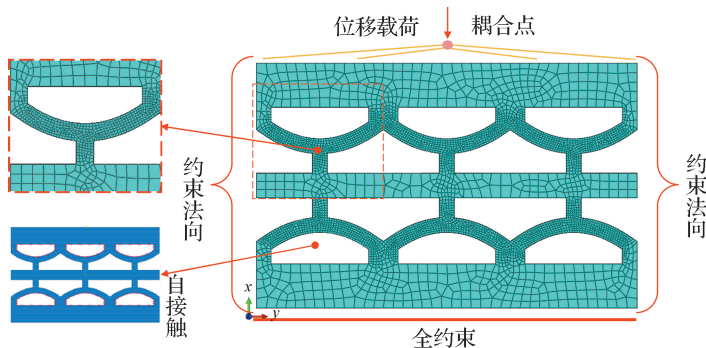


图 11 静力学分析的有限元模型

Fig. 11 Static analysis of finite element modeling

通过静力学仿真获取结构力与位移曲线, 如图 12 所示, 单胞结构随着载荷位移的增大, 逐渐由第一阶曲层模态转变为第二模态, 有限元仿真结果与理论分析数值结果基本保持一致, 但在大位移区域出现偏差, 这主要是因为数值分析时忽略了高阶模态. 在图 12(c)中, 给出理论分析与有限元仿真刚度-位移对比结果, 两者保持很好的一致性. 在图中突出显示的粉色区域中, 刚度值小于 1 N/mm, 即为 QZS 区域.

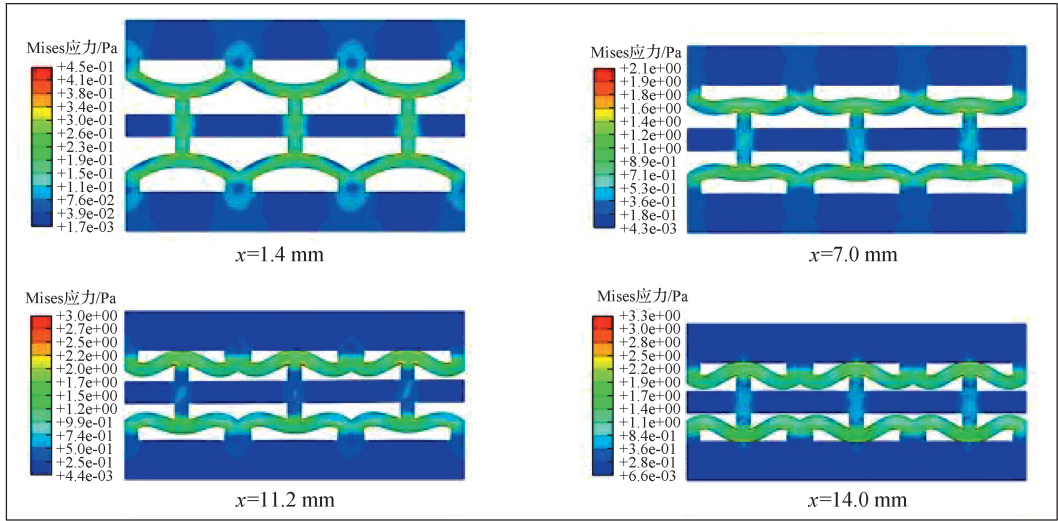
学试验平台, 试验系统主要由三个部分组成: 激振系统、QZS 隔振系统试验装置、数据采集系统. 使用激振设备作为系统振动输入, 其主要部件包括: 激振设备、底座钢弹簧减振器、平台底座、导向轴、配重、传感器及采集分析设备、连接转换工装、待测 QZS 隔振器等, 如图 13 所示.

3 QZS 隔振器测试分析

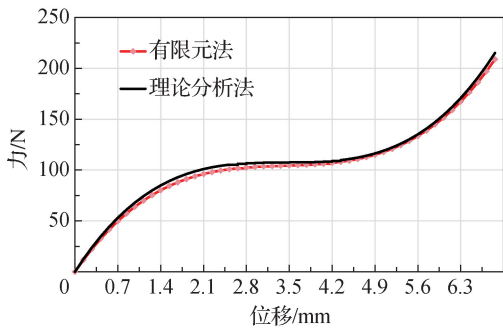
1) 激励系统包括激振器 (型号: 扬州振中 JZ-1000)、信号发生器 (型号: OWON-AG1011F)、功率放大器 (型号: 扬州振中 ZT5715).

2) QZS 隔振系统包括被隔振质量块、QZS 隔振器、以及隔振器固定装置、隔振器通过底座与工作台上相同的圆孔进行固定, 通过放置质量块于隔振器

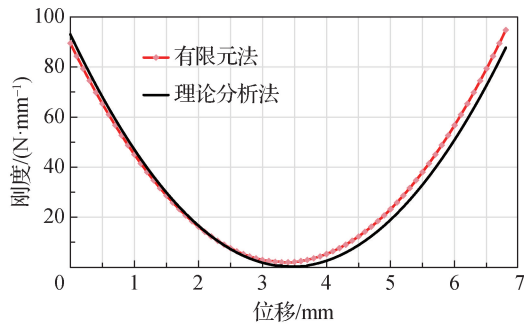
为获取该单个 QZS 隔振器的隔振特性, 搭建动力



(a) 单胞结构变形过程



(b) 单胞力-位移特性曲线



(c) 单胞刚度-位移特性曲线

图 12 单胞结构理论与仿真分析

Fig. 12 Theory and simulation analysis of single-cell structures

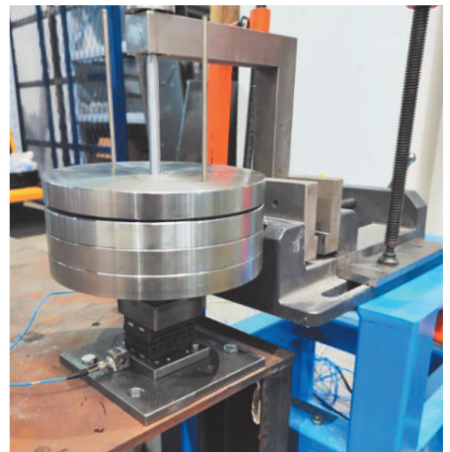
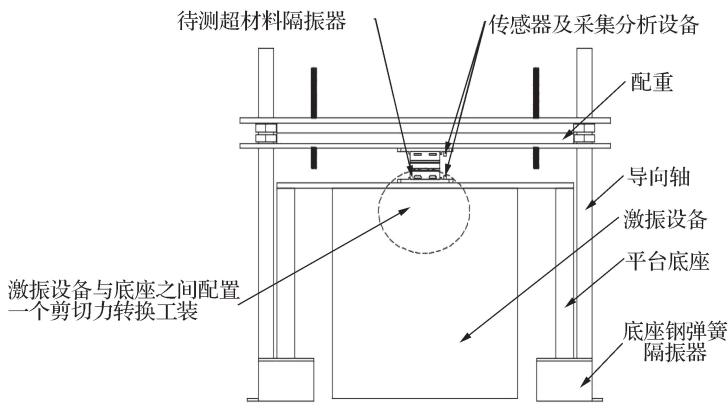


图 13 隔振系统测验平台

Fig. 13 Vibration isolation system test platform

上方,使其在静平衡位置时处于 QZS 区,竖直导杆限制配重在竖直方向的运动。

3) 信号采集处理系统包括两个 CA-YD-185 型加速度传感器(内置集成电路型压电式传感器,可采集信号频率范围:0.5 Hz 至 6 kHz,灵敏值:4.99 mV/(m · s⁻²))和 INV-3062T0 东方所信号采集仪以及东

方所 Coinv DASP V11 版数据分析软件.将其中一个传感器安装于隔振器底部安装板上,另一个加速度传感器布置在隔振器上方安装法兰处。

试验过程中,首先通过 OWON-AG1011F 信号发生器设定激励信号,将信号传输至功率放大器,从而驱动激振器按给定的激励信号振动,两个加速度传感

器实时采集振动数据,并将采集到的数据传输至 INV-3062T0 信号采集仪中,最后通过 Coinv DASP V11 软件进行数据分析处理,如图 14 所示.

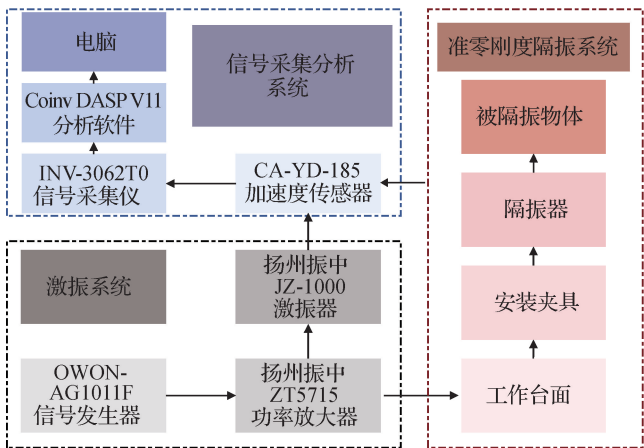


图 14 动力学试验工作流程

Fig. 14 Workflow of dynamic test

该隔振器的动力学试验步骤为:

1) 首先将激振器与工作台面相连接,接着将隔振器下安装板四个螺栓固定于工作台面上方,将质量块通过中心杆放于 QZS 隔振器上方,通过质量块的压缩,使隔振器在静平衡时处于 QZS 区域.

2) 将功率放大器与激振器和信号发生器相连接,通过 OWON-AG1011F 信号发生器设定激励信号,将信号传输至功率放大器,从而驱动激振器振动.

3) 将其中一个加速度传感器安装于隔振器底部安装板上,另一个加速度传感器布置在隔振器上方安装法兰处,通过数据线与 INV-3062T0 信号采集仪的输入通道口相连,将采样频率设置为 1 280 Hz,采样时间为 30 s,将采集到的数据传输至电脑中,通过 Coinv DASP V11 软件进行数据分析处理.

4) 将 OWON-AG1011F 信号发生器打开,设置输出激励信号,选择正弦扫频,扫频范围设置在 1~100 Hz,扫频速度 10 Hz/s. 设置完成后即开始试验.

振动传递率通过试验测试的加速度进行计算(响应 a_p 与激励 a_a 的比值),如下式所示:

$$T_r = (a_p/a_a) \times 100\% \tag{10}$$

$$\eta = 1 - T_r \tag{11}$$

通过隔振试验,得到如图 15 所示的振动加速度的激励、响应频谱图. 当激励频率为 10 Hz 时,隔振器开始显现出隔振效果,但在 20 Hz 处由于工作台与激励信号在此频率下发生共振导致加速度传递率显著增大. 在 0~100 Hz 区间隔振率达到 88. 78%,减振效果显著,该试验表明了 QZS 隔振器具有较好的低频减振效果.

4 结 论

本文通过欧拉曲梁设计一种新型的 QZS 隔振器,

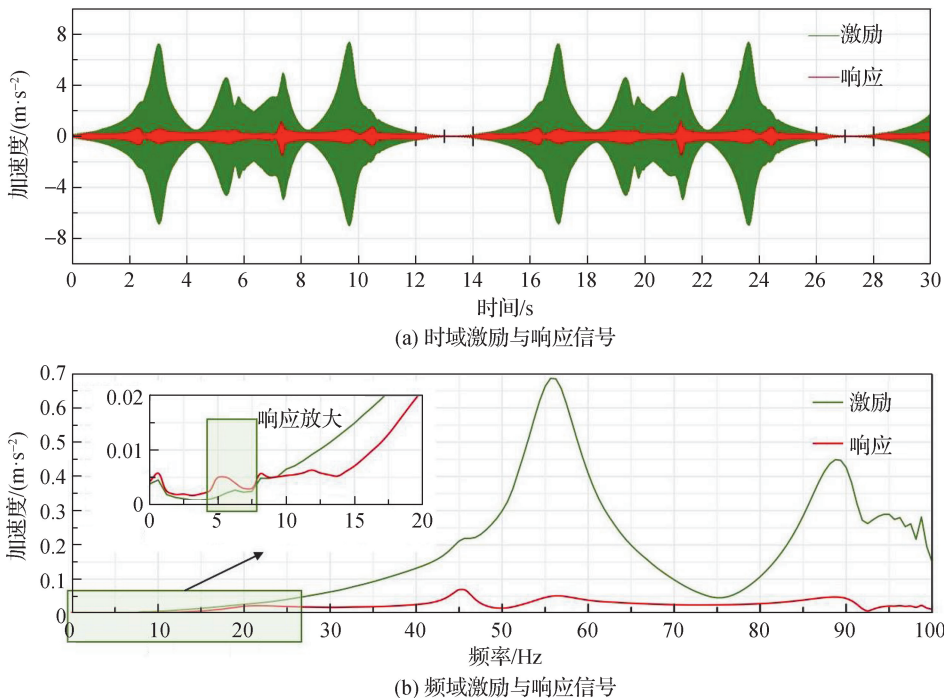


图 15 振动测试结果

Fig. 15 Vibration test results

对该隔振器进行静力特性的理论分析与仿真分析,将优化设计后的模型进行试验,验证其具有低频隔振性能。主要有以下3点结论:

1) 根据理论推导设计出了 QZS 梁单元结构,进行理论分析研究得出无量纲参数 $Q=1.15$ 时具有零刚度特性,梁厚度参数 t 及梁的顶点高度参数 h 值对实现零刚度都有影响;

2) 通过有限元模拟方法对结构的静态特性进行研究,结构显示所提出的 QZS 结构在力-位移和刚度-位移曲线上与理论推导吻合良好;

3) 通过动态试验分析了隔振器的隔振效果;结果表明,QZS 隔振器隔振起始频率为 10 Hz,隔振率达到 88.78%。

以上结论表明,该 QZS 隔振器在静态特性下表现出优异的性能,为工程领域提供了实用而可靠的隔振解决方案。

参考文献:

- [1] 吴天行,华宏星. 机械振动[M]. 北京:清华大学出版社,2014.
- [2] 李欣业,张华彪,郭晓强. 工程中的振动问题的研究进展[J]. 动力学与控制学报,2022,20(6):1-9.
- [3] ZHANG G Q, WANG M J, YANG R Z, et al. Blasting vibration hazard classification and prediction research[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2023, 15(6): 16878132231181068.
- [4] MOLYNEUX W G. Supports for vibration isolation[R]. London: Aeronautical Research Council, 1957.
- [5] SOLIMAN J I, HALLAM M G. Vibration isolation between non-rigid machines and non-rigid foundations [J]. Journal of Sound and Vibration, 1968, 8(2): 329-351.
- [6] ROBERTSON W S, KIDNER M R F, CAZZOLATO B S, et al. Theoretical design parameters for a quasi-zero stiffness magnetic spring for vibration isolation [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 326(1/2): 88-103.
- [7] KAMESH D, PANDIYAN R, GHOSAL A. Modeling, design and analysis of low frequency platform for attenuating micro-vibration in spacecraft [J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(17): 3431-3450.
- [8] ZHOU J X, XU D L, BISHOP S. A torsion quasi-zero stiffness vibration isolator [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 338: 121-133.
- [9] PENG Z K, LANG Z Q, MENG G, et al. Reducing force transmissibility in multiple degrees of freedom structures through anti-symmetric nonlinear viscous damping [J]. Acta Mechanica Sinica, 2012, 28(5): 1436-1448.
- [10] GATTI G, BRENNAN M J, TANG B. Some diverse examples of exploiting the beneficial effects of geometric stiffness nonlinearity [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 125: 4-20.
- [11] LI H, LI Y C, LI J C. Negative stiffness devices for vibration isolation applications: a review [J]. Advances in Structural Engineering, 2020, 23: 1739-1755.
- [12] 孟令帅. 新型准零刚度隔振器的设计和特性研究 [D]. 北京: 中国人民解放军军事医学科学院, 2015.
- [13] VALEEV A, TASHBULATOV R, ZOTOV A. Experimental study of low frequency vibration isolator with quasi-zero stiffness [C] // International Congress on Sound and Vibration: From Ancient to Modern Acoustics. Auburn: IIAV, 2016: 1-7.
- [14] RAVINDRA B, MALLIK A K. Performance of non-linear vibration isolators under harmonic excitation [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 170(3): 325-337.
- [15] MOLYNEUX W G. The support of an aircraft for ground resonance tests: a survey of available methods [J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 1958, 30(6): 160-166.
- [16] ALABUZHEV P G A, KIM L. Vibration protecting and measuring systems with quasi-zero stiffness [M]. New York: Hemisphere Publishing, 1989.
- [17] CARRELLA A, BRENNAN M J, WATERS T P. Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 301(3/4/5): 678-689.
- [18] 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.
- [19] CARRELLA A, FRISWELL M I, ZOTOV A, et al. Using nonlinear springs to reduce the whirling of a rotating shaft [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(7): 2228-2235.
- [20] LAN C C, YANG S G, WU Y S. Design and experiment of a compact quasi-zero-stiffness isolator capable of a wide range of loads [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(20): 4843-4858.
- [21] HUANG X C, LIU X T, SUN J Y, et al. Vibration isolation characteristics of a nonlinear isolator using Euler buckled beam as negative stiffness corrector: a theoretical and experimental study [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(4): 1132-1148.
- [22] CAI C Q, ZHOU J X, WU L C, et al. Design and numerical validation of quasi-zero-stiffness metamaterials for very low-frequency band gaps [J]. Composite Structures, 2014, 112: 103-112.

- 2020,236:111862.
- [23] DALELA S, BALAJI P S, JENA D P. Design of a metastructure for vibration isolation with quasi-zero-stiffness characteristics using bistable curved beam[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2022, 108(3):1931-1971.
- [24] TAN X J, WANG B, CHEN S, et al. A novel cylindrical negative stiffness structure for shock isolation [J]. *Composite Structures*, 2019, 214:397-405.
- [25] 周加喜, 昌耀鹏, 赵旭辉, 等. 屈曲梁准零刚度隔振器: CN202020004436. 9[P]. 2020-10-27.
- [26] 陆泽琦, 陈立群, 顾栋浩. 一种弹性圆环型结构超低频隔振器: CN201811596704. 4[P]. 2019-03-22.
- [27] 韩超, 李鑫, 刘桂祥, 等. 一种负刚度可调的新型电磁式隔振器: CN202010717528. 6[P]. 2020-10-27.
- [28] 杜香刚, 肖俊恒, 王继军, 等. 非线性阻尼隔振器及其具有其的浮置板及浮置板轨道系统: CN202010996777. 3 [P]. 2020-11-20.
- [29] 赵权, 李韶华, 冯桂珍. 一种准零刚度车载隔振系统的设计与试验研究[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(6):55-63, 183.
- [30] 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.
- [31] 彭献, 张施详. 一种准零刚度被动隔振系统的非线性共振响应分析[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2011, 38(8):34-39.
- [32] 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.
- [33] HU Z, WANG X, YAO H X, et al. Theoretical analysis and experimental identification of a vibration isolator with widely-variable stiffness[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2018, 140(5):051014.
- [34] 路纯红, 白鸿柏, 杨建春, 等. 超低频非线性隔振系统的研究[J]. *噪声与振动控制*, 2010, 30(4):10-12, 17.
- [35] 路纯红, 白鸿柏. 新型超低频非线性被动隔振系统的设计[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(1):234-236.
- [36] SUN X T, JING X J. Multi-direction vibration isolation with quasi-zero stiffness by employing geometrical nonlinearity [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 62:149-163.
- [37] WANG Y, JING X J, GUO Y Q. Nonlinear analysis of a bio-inspired vertically asymmetric isolation system under different structural constraints[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2019, 95(1):445-464.
- [38] FENG X, JING X J. Human body inspired vibration isolation: beneficial nonlinear stiffness, nonlinear damping & nonlinear inertia [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 117:786-812.
- [39] JIANG G Q, WANG Y, LI F M, et al. An integrated nonlinear passive vibration control system and its vibration reduction properties[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2021, 509:116231.
- [40] 刘琪, 李占龙, 王建梅, 等. 准零刚度低频隔振技术的研究进展[J]. *机械强度*, 2021, 43(1):17-26.
- [41] QIU J, LANG J H, SLOCUM A H. A curved-beam bistable mechanism[J]. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2004, 13(2):137-146.

(责任编辑:任滢滢)