

基于准零刚度的微耕机把手隔振系统设计与试验

高锐涛^{1,2} 黄俊威¹ 林达伟¹ 李东泉¹ 李永汉¹ 胡炼^{1,2}

(1. 华南农业大学南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室, 广州 510642;
2. 农业装备技术全国重点实验室, 广州 510642)

摘要: 针对丘陵地区电动微耕机作业时低频振动过强易引发操作者健康问题的现状,提出基于准零刚度原理的并联式非线性隔振系统的设计方法。首先,该系统通过负刚度机构与线性弹簧并联耦合实现高静低动,并确立负刚度结构的初始挠度 q_0 、初始倾斜角 $\theta(0^\circ \sim 26.6^\circ)$ 及刚度比 λ 为核心设计参数;其次,建立隔振系统静力学模型,分析其高静低动特性,最后开展振动台架试验验证系统性能。为设计并验证隔振结构的性能,本文于田间测试了微耕机的振动特性,结果表明,快挡作业下振动强度、振动幅值由刀辊经底盘与扶手架连接处到扶手处逐渐升高, X 、 Y 、 Z 方向振动强度从4.14、4.95、5.56 m/s^2 增加到6.14、7.16、8.48 m/s^2 ,各工况下扶手处 Z 方向的振动强度最大。静力学试验表明,加载/卸载路径最大力偏差为2.349 N,占理论值的14.68%。振动台架试验结果表明,在试验的激励范围(1.5~12 Hz)内准零刚度隔振系统的传递率下降82%。本文设计的把手隔振系统具备低频隔振性能优异的特点,可为电动农业机械减振设计与人体工效优化提供参考。

关键词: 微耕机; 振动特性; 准零刚度; 振动强度; 低频隔振; 传递率

中图分类号: S233.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)19-0149-10 OSID: 

Design and Test of Vibration Isolation System for Microtiller Handles
Based on Quasi-zero Stiffness

Gao Ruitao^{1,2} Huang Junwei¹ Lin Dawei¹ Li Dongquan¹ Li Yonghan¹ Hu Lian^{1,2}

(1. Key Laboratory of Southern Agricultural Machinery and Equipment, Ministry of Education,
South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China
2. State Key Laboratory of Agricultural Equipment Technology, Guangzhou 510642, China)

Abstract: Aiming to address the health risks posed by excessive low-frequency vibrations during electric micro-tillers' operation in hilly regions in South China, a design methodology for a parallel nonlinear vibration isolation system was proposed based on the quasi-zero stiffness principle. Firstly, the system achieved high static stiffness and low dynamic stiffness through parallel coupling of a negative stiffness mechanism with linear springs. Key design parameters, including the initial deflection q_0 , initial tilt angle θ ($0^\circ \sim 26.6^\circ$), and stiffness ratio λ of the negative stiffness structure were established. Secondly, a static model of the isolation system was established to analyze its high-static-low-dynamic stiffness characteristics. Finally, vibration test bench experiments validated the system performance. To design and verify the isolation structure's performance, the vibration characteristics of a micro-tiller were tested in the field. Results indicated that during high-speed operation, vibration intensity and amplitude progressively increased from the cutter bar through the chassis connection point to the handlebar, with vibration intensities in the X , Y , and Z directions increasing from 4.14 m/s^2 , 4.95 m/s^2 , and 5.56 m/s^2 to 6.14 m/s^2 , 7.16 m/s^2 , and 8.48 m/s^2 , respectively. The Z -direction vibration intensity at the handlebar was the highest under all operating conditions. Static tests revealed a maximum force deviation of 2.349 N during loading/unloading paths, accounting for 14.68% of the theoretical value. Vibration test results demonstrated an 82% reduction in transmission rate for the quasi-zero stiffness isolation system within the tested excitation range of 1.5 Hz to 12 Hz. The handle vibration isolation system designed

收稿日期: 2025-06-08 修回日期: 2025-10-13

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2001602)和广东省科技计划项目(2023B0202010023)

作者简介: 高锐涛(1979—),男,教授,博士,主要从事农机装备创新设计研究,E-mail: greater@scau.edu.cn

通信作者: 胡炼(1984—),男,研究员,博士,主要从事智能农机装备和无人农场研究,E-mail: lianhu@scau.edu.cn

exhibited outstanding low-frequency isolation performance, providing technical support for vibration reduction design and ergonomic optimization in electric agricultural machinery.

Key words: microtiller; vibration characteristics; quasi-zero stiffness; vibration intensity; low-frequency vibration isolation; transmission rate

0 引言

我国丘陵山地耕地面积约占国土总面积的2/3。在地理条件和种植模式的制约下,丘陵果园作业依赖小型农用机械。丘陵地区电动微耕机作业环境复杂,作业强度较高^[1],微耕机刀辊产生的低频振动通过扶手架传递至人体^[2],长期作业易引发白指病等职业健康问题^[3],因此如何有效抑制该类振动已成为行业研究的热点。

欧美国家在农机减振技术领域成果显著,Wang等^[4]基于模态形状增加了固定梁结构并通过仿真试验表明,优化后的整机播种质量显著提高。Villibor等^[5]评估农用拖拉机在犁地和耙地作业中不同前进速度与轮驱动条件下的后轴和前轴振动水平,其犁地振动水平高于耙地。Jin等^[6]设计双层隔振系统试验平台,试验表明其有效调节系统刚度和避免耦合共振。Busse等^[7]设计一种橡胶复合材料减振器并将其安装于拖拉机,使机体在X、Y、Z方向上振动强度减少了42%、29%、50%。Xu等^[8]提出一种非线性磁性低频隔振器,基于准零刚度QZS进行设计,试验表明其低频性能显著优于标准线性隔离系统。Sun等^[9]通过理论与试验研究n层剪刀式结构隔振器,优化非线性刚度与阻尼特性以实现双正交方向隔振。上述研究通过结构优化、隔振系统设计及橡胶减振器应用等方案,为提升农机稳定性和播种质量提供支持,但其设备成本较高且对我国复杂丘陵地形适应性仍明显不足。

近年来,国内学者针对农机振动控制展开系列研究,并取得显著进展。薛聪聪等^[10]为降低大振幅激励与负载变化对隔振性能的影响,设计新型准零刚度优化结构。刘海超等^[11]建立含分段线性刚度和阻尼的限位隔振系统模型,减小跳跃和滞后现象。金政宏等^[12]经仿真与田间试验验证模型后,通过结构优化使振动强度降低24.5%。孙玉华等^[13]设计新型磁流变弹性体隔振器,分析得出刚度和阻尼对微耕机系统稳定性的影响规律。刘雪莱等^[14]研究发现搭载软连接副车架作业总激励与副车架刚体模态耦合引发共振,后衬套为振动传递关键路径,优化车底板振动峰值降幅超30%;赵权等^[15]研制出准零刚度车载隔振系统,通过静力学特性分析初步确定系统平衡位置具备准零刚度的参数条件。上述研

究为提升农机减振提供理论支持,但在激励条件下的振动特性方面仍有待深入研究。

针对微耕机在丘陵地区作业时,低频振动引发操作者健康风险的问题,设计一种基于准零刚度的非线性隔振系统。

1 准零刚度隔振系统设计与静力学分析

1.1 振动特性与隔振需求分析

1.1.1 振动特性

田间作业工况下,微耕机的振动激励主要源自刀辊与土壤的周期性切割作用^[16]。为分析微耕机振动特性,本文采用PCB 356A17型三轴加速度传感器^[17]和LMS SCADAS XS数采模块,开展田间作业振动数据采集。

受限于三轴加速度传感器数量,为保证测量精度的一致及测试条件的统一,本文采用“单次安装→数据采集→拆卸→移装”的分批测试方案。选取微耕机左、右扶手处,底盘与扶手架连接处、刀辊处共4处作为振动测试节点,将单个三轴加速度传感器分批次安装于上述4个检测位置并进行测试,最终汇总得到4处节点的振动信息。传感器安装过程严格遵循振动测试规范要求,随后将传感器与LMS SCADAS XS数采模块连接,在LMS TestLab系统中完成传感器X、Y、Z三向以及灵敏度的标定,并设置采样参数为采样频率2 048 Hz、采样时间20 s、系统窗为汉宁窗。待微耕机调试稳定后,按预设的4种工况顺序启动测试程序。其中工况Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ分别对应微耕机空载慢挡、空载快挡、田间作业慢挡、田间作业快挡。

表1数据分析得,各工况下的测试节点振动强度差异显著。对比4种工况可知,田间作业工况(Ⅲ、Ⅳ)显著高于空载工况(Ⅰ、Ⅱ),同作业类型下快挡工况(Ⅱ、Ⅳ)高于慢挡工况(Ⅰ、Ⅲ)。以左扶手分析为例,工况Ⅳ下Z轴方向振动加速度均方根值达8.48 m/s²,显著高于同工况下X轴的6.17 m/s²和Y轴的7.42 m/s²。工况Ⅲ为7.34 m/s²,为工况Ⅰ的686%;工况Ⅳ为8.48 m/s²,为工况Ⅱ的527%;空载时,X轴加速度均方根值从工况Ⅰ的0.97 m/s²增至工况Ⅱ的1.47 m/s²,增幅51.5%;田间作业时,X轴加速度均方根值从工况Ⅲ的5.81 m/s²增至工况Ⅳ的6.17 m/s²,增幅仅6.2%。

综上,微耕机振动能量沿“旋耕刀辊→底盘与扶手架连接处→左右扶手”路径呈梯度放大特征,且该放大效应在左扶手处工况Ⅳ下最为显著,为隔振系统的设计与试验提供靶向优化依据。

表 1 不同工况下目标测点的加速度均方根

Tab.1 RMS values of target measurement points under different operating conditions m/s^2

测试节点	方向	工况			
		I	II	III	IV
旋耕刀辊	X	0.65	1.08	3.75	4.14
	Y	1.49	2.01	4.24	4.95
	Z	2.13	2.73	4.81	5.56
底盘与扶手架连接处	X	0.61	1.21	5.08	5.64
	Y	0.59	1.33	6.41	7.27
	Z	0.64	1.34	6.91	8.03
左扶手	X	0.97	1.47	5.81	6.17
	Y	1.36	1.82	6.88	7.42
	Z	1.07	1.61	7.34	8.48
右扶手	X	0.87	1.33	5.85	6.14
	Y	1.28	1.87	6.93	7.16
	Z	0.99	1.58	7.34	8.28

1.1.2 隔振需求分析

据微耕机振动特性研究,于扶手处设计隔振系统,若采用线性隔振器,因其低固有频率会弱化支撑能力^[18]。故本文分析隔振系统静力特性,选用高静低动特性的准零刚度隔振原理进行隔振设计^[19],则可在不失去支撑能力的同时,保持隔振平衡点的低刚度^[20],从而降低振动传递到人体的能量。

1.2 准零刚度隔振系统设计

1.2.1 准零刚度隔振系统原理设计

为实现极低乃至零动刚度,常见方案是将正刚度结构与负刚度机构并联^[21-23],原理如图 1 所示。系统中,线性弹簧承载质量块 m ,弹簧静态挠度为 d_1 ,即弹簧弹力与 m 重力平衡, m 保持稳定。同时,一对欧拉梁为负刚度机构,安装在静平衡高度两侧;其原理为当 m 竖直方向发生小位移时,带动连接机构对欧拉梁产生轴向压缩;欧拉梁不产生垂直恢复力,故不影响系统静态支撑,其负刚度与弹簧正刚度相消,从而降低系统平衡位置附近的总体刚度。

该系统的基本力-位移关系如图 2 所示。在该图所示的工作范围内,负刚度机构能够降低系统的整体刚度,从而实现超低刚度,进而构成低频隔振器。在静力平衡状态下,负刚度机构产生的恢复力为零,导致其丧失瞬时承载能力,即无法对外部载荷提供有效支撑。

1.2.2 准零刚度隔振系统关键结构设计

采用 Solidworks 软件完成隔振系统的结构设

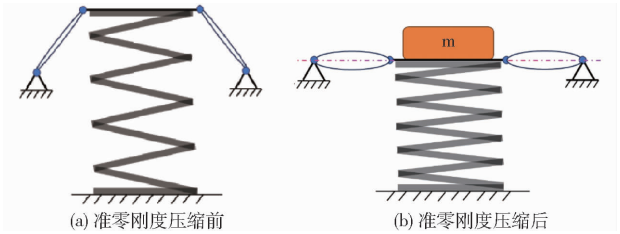


图 1 准零刚度压缩过程示意图
Fig.1 Schematics of quasi-zero stiffness compression process

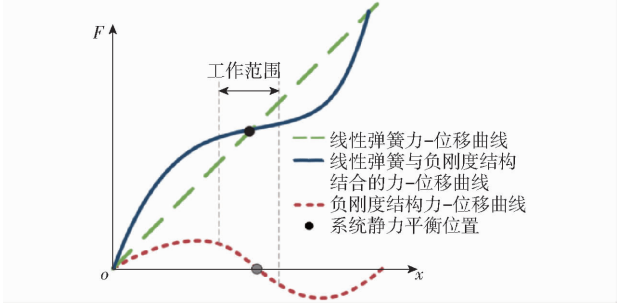


图 2 线性系统、负刚度结构力-位移曲线
Fig.2 Force-displacement curves for a linear system and a negative-stiffness structure

计,如图 3 所示。系统核心由负刚度结构和线性弹簧两部分组成,其中负刚度结构包括铰接杆、欧拉梁、支架结构、载物台及弹簧固定杆。

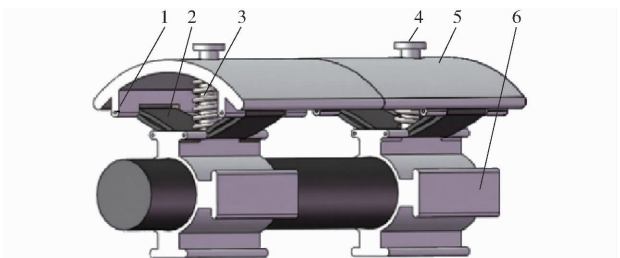


图 3 准零刚度隔振系统模型
Fig.3 Model of quasi-zero stiffness vibration isolation system
1. 铰接杆 2. 欧拉梁 3. 线性弹簧 4. 支架结构 5. 载物台
6. 弹簧固定杆

两欧拉梁对称分布于线性弹簧两侧,当载物台受载荷下压时,欧拉梁挠度逐渐增大,线性弹簧位移增加;下压至欧拉梁水平位置时,其挠度最大。

支架、载物台与弹簧固定杆为基础承载结构,均由 SLA-7500 光敏树脂 3D 打印制成,该材料拉伸强度为 32 MPa、弹性模量 2.1 GPa。其中,支架预留 22 mm 的孔径用于与微耕机左扶手适配安装,并延伸出 4 个尺寸为:长 40 mm×宽 15 mm 的矩形支撑段,支架底部宽度 4.2 cm;载物台为弧形顶面结构,长、宽、厚为 140、60、5 mm,其上开设两个 7 mm 宽的铰接杆安装槽;弹簧固定杆规格为 M5×30 mm。

铰接杆由 45 号钢机械加工制成,直径 1 mm、长度 45 mm,屈服强度 355 MPa,杆体两端与载物台安装槽及欧拉梁端部形成 0.1 mm 间隙配合。

欧拉梁为负刚度核心部件,采用 TPU-88A 材料 SLS 工艺制造,该材料邵氏硬度 88 HA、拉伸强度 28 MPa,满足反复变形使用需求。欧拉梁截面为边长 18 mm 的正方形,与弹簧轴线呈 60° 夹角,两端开设适配铰接杆的连接孔。

线性弹簧由 304 不锈钢加工制成,弹性模量 193 GPa,屈服强度 205 MPa,具备优异耐腐蚀性。

隔振结构安装于微耕机扶手架-左扶手处,具体安装位置为左扶手握把端区域。隔振结构的安装孔与左扶手管段尺寸匹配,通过直接套接实现稳定安装,安装位置与方式兼顾操作便利性与隔振效率,无需额外紧固结构,操作简单便捷。

1.3 准零刚度隔振系统静力学分析

1.3.1 负刚度机构的静力学分析

图 4 所示的细长梁结构处于轴向载荷状态,载荷达到临界值前不发生弯曲。 $P_e = EI(\pi/L)^2$ 为铰接边界的经典欧拉临界载荷, EI 为梁的抗弯刚度, L 为梁弯曲前的原始长度,细长梁的横向挠度为 $w = q_0$,其端部压缩位移 Y 轴方向作用力的近似表达式为

$$P = P_e \left\{ 1 - \pi \left(\frac{q_0}{L} \right) \left[\pi^2 \left(\frac{q_0}{L} \right)^2 + 4 \frac{y}{L} \right]^{-1/2} \right\} \cdot \left[1 + \frac{\pi^2}{8} \left(\frac{q_0}{L} \right)^2 + \frac{y}{2L} \right] \quad (1)$$

式中 P ——施加于欧拉梁末端的轴向力,N
 y ——梁的轴向压缩长度,m
 q_0 ——欧拉梁的初始横向挠度,m

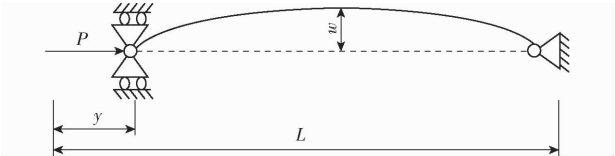


图 4 压缩欧拉梁
Fig.4 Compression Euler beams

图 5 所示隔振系统采用两根相同欧拉梁对称倾斜布置,每根梁上端通过铰接与载物台相连,下端则通过铰接固定于基座,共同构成负刚度机构。

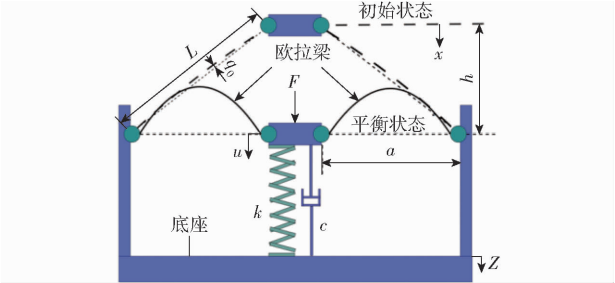


图 5 负刚度低频隔振系统
Fig.5 Negative stiffness low frequency vibration isolation system

梁长 L ,倾斜角 θ ,几何比 $\gamma = \cos\theta = a/L$,水平投影长度 $a = L\cos\theta$ 。代入几何比 γ 和小变形假设得

$$\delta = 1 - \sqrt{1 - \frac{2x}{L} \sqrt{1 - \gamma^2} + \left(\frac{x}{L} \right)^2} \quad (2)$$

式中 δ ——与几何变形相关的参数
 x ——载物台下压位移

根据上述可推得系统的力-位移关系为

$$\begin{cases} K_1 = P_e \left\{ 1 - \frac{\pi q_0}{L} \left[\left(\frac{\pi q_0}{L} \right)^2 + 4\delta \right]^{-1/2} \right\} \\ K_2 = 2 + \left(\frac{\pi q_0}{2L} \right)^2 + \delta \\ K_3 = \frac{\sqrt{1 - \gamma^2} - \frac{x}{L}}{\sqrt{\left(\frac{x}{L} \right)^2 - 2 \frac{x}{L} \sqrt{1 - \gamma^2} + 1}} \\ F = K_1 K_2 K_3 \end{cases} \quad (3)$$

式中 K_1 ——欧拉梁屈曲特性因子,N
 K_2 ——几何变形修正因子
 K_3 ——倾斜角与位移的几何关联因子
 F ——垂直方向施加的载荷,N

当梁两端呈水平线,即 $x = h$ 时,欧拉梁的垂直恢复力为零且对称分布。以该点为坐标原点,定义梁端点相对原点距离为 u ,即 $u = x - L\sqrt{1 - \gamma^2}$ 。引入无量纲力 $\tilde{F}$ 、无量纲位移 $\tilde{u}$ 和无量纲初始挠度 $\tilde{q}_0$,推导得无量纲力-位移关系为

$$\tilde{F} = \left\{ 1 - \pi \tilde{q}_0 \left[\left(\pi \tilde{q}_0 \right)^2 + 4(1 - \tilde{\varepsilon}) \right]^{-1/2} \right\} \cdot \left[\tilde{\varepsilon} - \frac{12 + \left(\pi \tilde{q}_0 \right)^2}{4} \right] \frac{\tilde{u}}{\tilde{\varepsilon}} \quad (4)$$

其中 $\tilde{\varepsilon} = \sqrt{\tilde{u}^2 + \gamma^2}$ $\tilde{q}_0 = q_0/L$ $\tilde{u} = u/L$

欧拉梁横向挠度需满足 $w < 0.2L$,对应倾斜角范围为 $0^\circ \sim 26.6^\circ$ 。由公式(4)可推得不同初始挠度 $\tilde{q}_0$ 和初始角度 θ 下的无量纲力-位移曲线如图 6a、6c 所示;无量纲位移 $\tilde{u}$ 微分可得无量纲刚度 $\tilde{K} = f(\tilde{x})$,对应无量纲刚度-位移曲线如图 6b、6d 所示。图 5 所示系统中,从空载至对称位置的位移为 h 。图 6 的特性曲线均位于该极限位移范围内,即无量纲位移满足 $-(h/L) \leq \tilde{u} \leq (h/L)$ 。分析图 6a、6b 可知,特定初始倾斜角 θ 下,欧拉梁的初始挠度 $\tilde{q}_0$ 越小,负刚度区域越大,且可提供的负刚度越低;对于理想欧拉梁 $\tilde{q}_0 = 0$,载荷作用下初始位移为 0,梁体弯曲后恢复力随位移增大而减小,因此图 6b 所示的两根初始挠度为 0 的欧拉梁可在整个位移区域提供负刚度。如图 6c、6d 所示,当初始挠度 $\tilde{q}_0$ 固定时,初

始倾斜角 θ 越大,位移范围越广,且对应更低的负刚度。其中最小负刚度始终在 $\tilde{u}=0$ 处,此时两欧拉梁

的竖向恢复力为 0。该特性可校正刚度弹性体,在设计低刚度或零刚度的同时,避免削弱其承载能力。

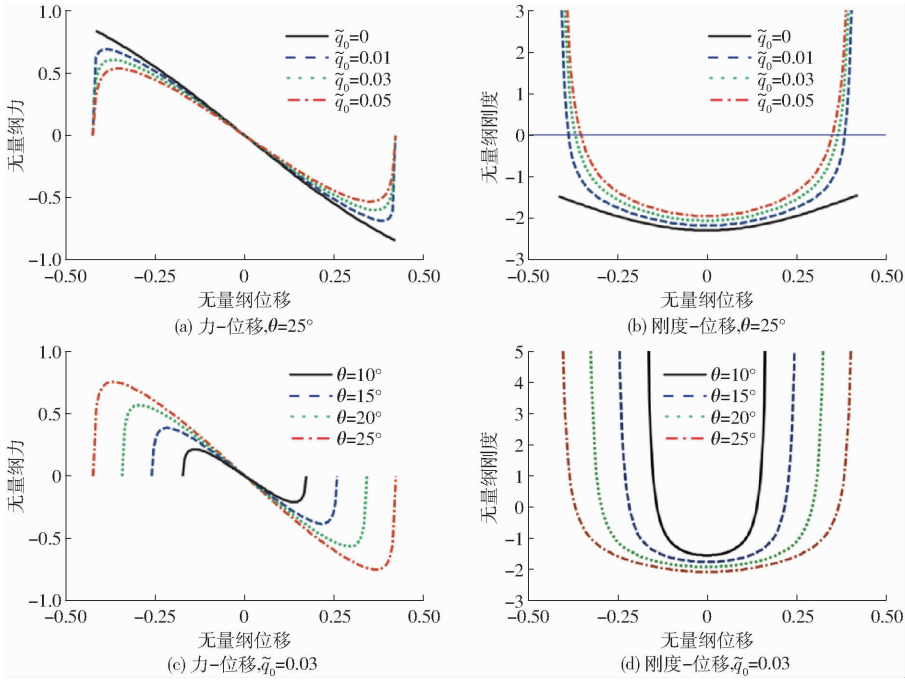


图 6 负刚度结构力-位移与刚度-位移曲线

Fig. 6 Force-displacement and stiffness-displacement curves for structures with negative stiffness

1.3.2 系统刚度特性与准零刚度实现分析

隔振系统在负刚度结构基础上,增加一个线性弹簧和一个阻尼器。弹簧提供正刚度力 $F_{linear} = kx$, 负刚度机构提供力 F , 即式(3)中的 F 。合力叠加原理如下:二者叠加得总恢复力 $F_s = kx + F$ 。隔振器的力-位移特性由式(4)可得

$$F_s = P_e \left\{ 1 - \frac{\pi q_0}{L} \left[\left(\frac{\pi q_0}{L} \right)^2 + 4\delta \right]^{-1/2} \right\} \left[2 + \left(\frac{\pi q_0}{2L} \right)^2 + \delta \right] \cdot \frac{\sqrt{1-\gamma^2} - \frac{x}{L}}{\sqrt{\frac{x^2}{L^2} - 2\frac{x}{L}\sqrt{1-\gamma^2} + 1}} + kx \quad (5)$$

式中 k ——线性弹簧刚度, N/m

式(5)两边除以 kL , 通过 1.3.1 节方法将 $u, \tilde{u}$ 代入方程, 并结合式(4)化简得无量纲力-位移特性为

$$\begin{cases} \lambda = P_e / (kL) \\ \tilde{F}_s = F_s / (kL) \\ \tilde{F}_s = \tilde{F}\lambda + (\tilde{u} + \sqrt{1-\gamma^2}) \end{cases} \quad (6)$$

式中 $\tilde{F}_s$ ——系统的无量纲总恢复力

λ ——负刚度结构与线性弹簧的刚度比

无量纲位移 $\tilde{u}$ 微分可得隔振系统的无量纲刚度特性为

$$\begin{cases} \tilde{K}_s = g(\tilde{u}) = \frac{2\lambda\pi\tilde{q}_0}{[(\pi\tilde{q}_0)^2 + 4 - 4\sqrt{\gamma^2 + \tilde{u}^2}]^{3/2}} \cdot \frac{\tilde{u}^2 [3 + (\pi\tilde{q}_0)^2/4 - \sqrt{\gamma^2 + \tilde{u}^2}]}{\gamma^2 + \tilde{u}^2} + \lambda \left[1 - \frac{\pi\tilde{q}_0}{\sqrt{(\pi\tilde{q}_0)^2 + 4 - 4\sqrt{\gamma^2 + \tilde{u}^2}}} \right] \cdot \frac{(\gamma^2 + \tilde{u}^2)^{3/2} - \gamma^2 [3 + (\pi\tilde{q}_0)^2/4]}{(\gamma^2 + \tilde{u}^2)^{3/2}} + 1 \\ \tilde{K}_s = d\tilde{F}_s/d\tilde{u} \end{cases} \quad (7)$$

式中 $\tilde{K}_s$ ——无量纲刚度

基于式(6)、(7), 刚度比对于系统特性的影响如图 7 所示, 其中欧拉梁的初始挠度为 $\tilde{q}_0 = 0.03$ 、初始角度 $\theta = 25^\circ$ 。

由图 7 可知, 隔振系统的刚度在初始位置最大, 并随位移的递增而递减, 最小刚度值位于 $\tilde{u} = 0$ 处。其中通过增加竖向弹簧的刚度或减小梁的临界弯曲载荷 P_e , 可使最小刚度随着刚度比 λ 的减小而变负为正, 而要实现隔振系统零刚度 $\tilde{K}_s(0) = 0$, 则需令式(7)中 $\tilde{u} = 0$, 由此推得对应临界刚度比 λ_0 为

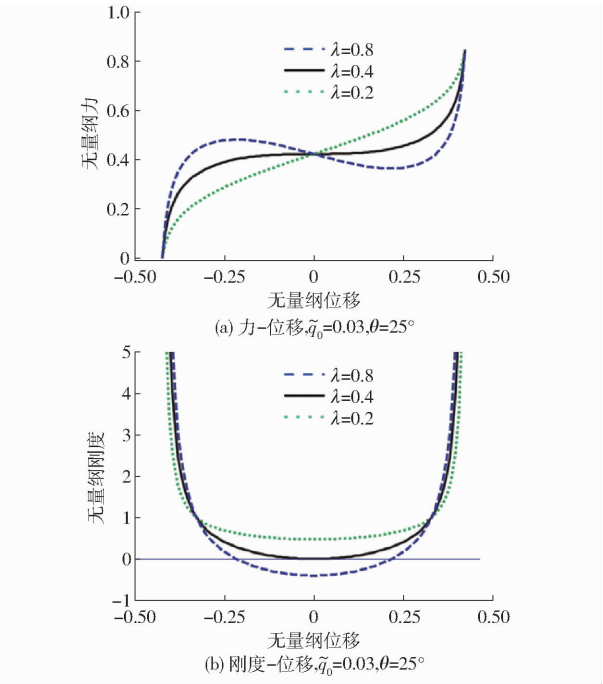


图 7 无量纲力-位移和无量纲刚度-位移曲线
Fig. 7 Dimensionless displacement and stiffness curves

$$\lambda_0 = \frac{1}{\{1 - [\pi \tilde{q}_0 / \sqrt{(\pi \tilde{q}_0)^2 + 4 - 4\gamma}]\} \{1 - [3 + (\pi \tilde{q}_0)^2 / 4] / \gamma\}} \quad (8)$$

当系统在 $\tilde{u}=0$ 处的刚度为零,对于给定的初始
挠度 $\tilde{q}_0$ 和倾斜角 θ 存在唯一确定的刚度比,所对应
刚度比 λ_0 与初始挠度 $\tilde{q}_0$ 及初始倾斜角 θ 的关系如图
8 所示,初始挠度 $\tilde{q}_0$ 越大或初始倾斜角 θ 越小,所对
应的刚度比 λ_0 就越大。同时对于在 $\tilde{u}=0$ 处为零刚
度的隔振系统,其力-位移关系为

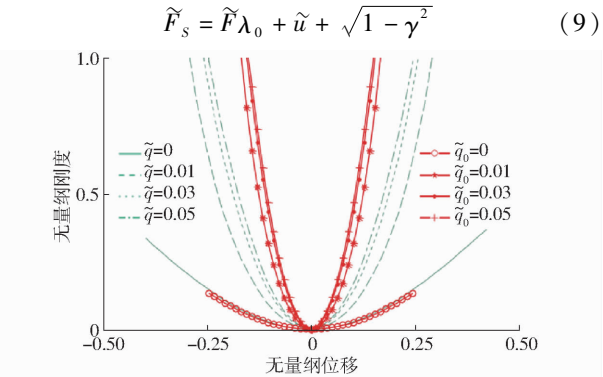


图 8 隔振系统不同参数的无量纲刚度
Fig. 8 Dimensionless stiffness of different parameters
of vibration isolation system

系统刚度特性可由式 (8) 代入式 (7) 得出。
图 8 所示为不同初始挠度 $\tilde{q}_0$ 与倾斜角 θ 下的隔振系
统的刚度特性。分析可知,增大倾斜角 θ 或减小初
始挠度 $\tilde{q}_0$,可使系统在零点附近呈现更小的刚度值,

且该低刚度值区域的覆盖范围显著扩展。

2 试验

基于静力学分析,针对田间作业中土块、石块等
随机冲击载荷对微耕机振动传递特性的非线性扰动
特征,本文基于自主研发的振动试验平台,开展准零
刚度隔振系统的静态承载特性测试与动态隔振性能
验证。

2.1 准零刚度隔振系统静力学试验

通过万能试验机对隔振系统进行不同位移的压
缩和卸载,研究其静力学特性。

2.1.1 试验设备

准零刚度隔振系统试验装置的各部分组成如
图 9 所示,主要设备有万能试验机、计算机及准零刚
度隔振系统。

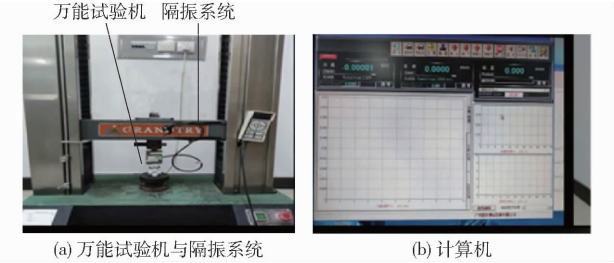


图 9 静力学试验设备
Fig. 9 Static test equipment

2.1.2 试验步骤

(1)初始状态定义,需设定万能试验机与准零
刚度隔振系统受载面刚接触,此时系统未发生位移
为初始状态,系统所受载荷为零。

(2)进入压缩加载阶段,万能试验机以 2 mm 为
步长逐级下压,共压缩 6 次,每次压缩后记录受载面
受力值,直至最大位移。

(3)开展回程卸载阶段操作,万能试验机以
2 mm 为步长逐级上升,共提升 6 次,每次提升后记
录受载面受力值,直至恢复至初始状态。

(4)变步长试验,下压/上升步长调整为 3 mm,
重复压缩与回程过程,记录试验机受力值。

2.1.3 试验结果与分析

本试验使用万能试验机对准零刚度隔振系统分
别进行压缩和卸载试验,根据表 2、3 所得数据绘制
力-位移曲线,如图 10 所示。分析可得,在压缩与回
程至初始状态相同位移条件下,隔振系统的载荷响
应存在显著差异,最大差异为 2.349 N,占理论力值
14.68%,最小差异为 0.704 N,占理论力值 14.06%。
载荷响应为压缩阶段的整体刚度高于卸载阶段,此
现象源于摩擦副在结构运动时引入的摩擦阻尼效应,
摩擦阻尼增大系统阻尼,导致机构运动速率降低及能

耗散。同时试验所得力-位移曲线与理论预测趋势高度吻合,验证了理论模型的准确性。

表 2 第 1 组压缩及卸载试验结果

Tab.2 Test results of compression and unloading for Group 1

加载位移/mm	力/N	卸载位移/mm	力/N
4	8. 879	4	7. 025
6	13. 766	6	10. 875
8	15. 538	8	11. 761
10	17. 216	10	12. 652
12	17. 601	12	13. 112
14	18. 216	14	13. 518
16	21. 554	16	19. 244
18	26. 112	18	26. 112

表 3 第 2 组压缩及卸载试验结果

Tab.3 Test results of compression and unloading for Group 2

加载位移/mm	力/N	卸载位移/mm	力/N
3	6. 421	3	5. 012
6	13. 766	6	10. 875
9	16. 083	9	12. 241
12	17. 601	12	13. 112
15	18. 621	15	14. 869

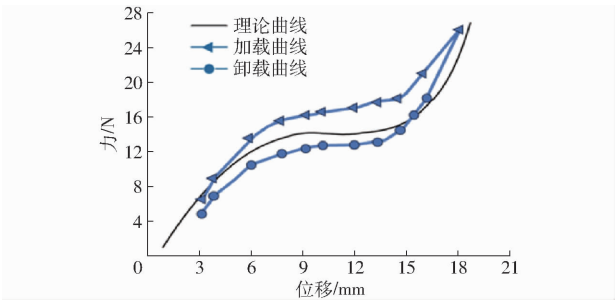


图 10 力-位移曲线
Fig. 10 Force – displacement curves

2.2 准零刚度隔振系统振动试验

2.2.1 试验设备

本试验将质量为 1.5 kg 的铁块替代人体手臂对微耕机的压力进行振动平台试验。激振装置、采集系统如图 11 所示,信号驱动装置如图 12 所示。

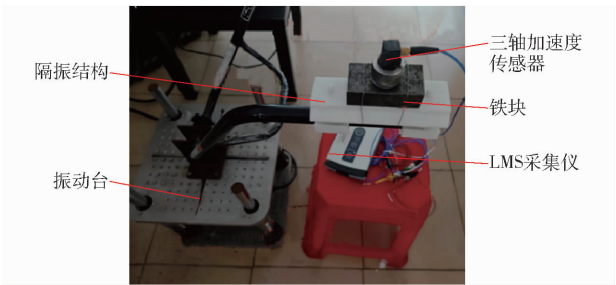


图 11 激振系统和采集系统
Fig. 11 Excitation system and acquisition system

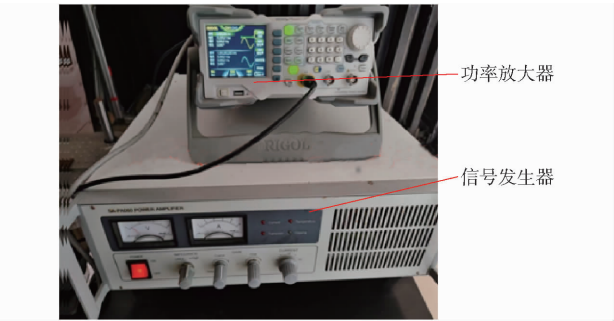


图 12 信号驱动装置
Fig. 12 Signal driver

2.2.2 试验步骤

振动试验数据采集流程如图 13 所示,具体步骤如下:

(1)试件安装与平衡调节,根据静力学试验结果,将被隔振物体固定于隔振系统受载面,并调节至系统平衡位置。

(2)开展传感器布置与信号连接工作,在激振平台和隔振系统受载面分别通过马蹄形磁吸器固定三轴加速度传感器,通过 USB 线将传感器接口与数据采集模块连接,建立加速度信号传输通道。

(3)进行采集参数配置,LMS 系统设置灵敏度参数,并在采集界面设定采样频率、采样时长等。

(4)实施激励参数设置与系统调试,在信号发生器中设定激励波形、频率范围及电压幅值;开启功率放大器粗调增益,自检正常后启动试验。

(5)进行数据采集与存储,LMS 系统实时记录不同激励参数下的振动响应数据。

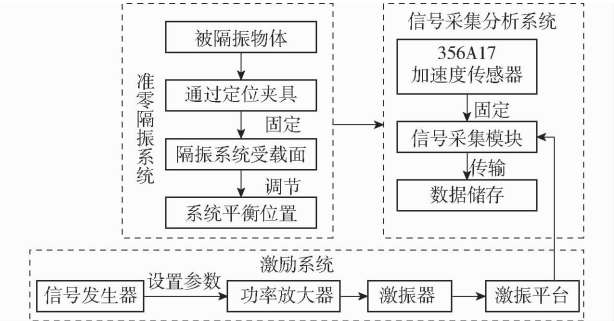


图 13 振动试验数据采集流程图
Fig. 13 Flowchart for vibration test data acquisition

2.2.3 试验参数选择

本文设计的准零刚度隔振系统以抑制低频振动为目标,据 1.1.1 节微耕机振动特性分析,左扶手处工况Ⅳ振动强度最大,故选取工况Ⅳ开展试验。在激振系统输入离散频率谐波激励信号,驱动系统以恒定位移幅值振动,进而分析振动传递特性。试验中激振平台位移幅值通过功率放大器调节至 10 mm。同时,激励频率在 0.5 ~ 12.0 Hz 的范围内进行控制,采样频率则设定为 1 024 Hz。扫频试验需在频率调整后等待系统振动稳定,随后采集 20 s 稳

态时域数据。为分析系统的隔振性能,本文将以隔振性能通过加速度传递率进行量化,即被隔振物体响应幅值与激振平台输入幅值的比值。

2.2.4 振动试验结果与分析

试验过程中采集不同激励频率下的激振平台与被隔铁块的加速度。图 14 分别为激励振动频率为

4、5、6、7 Hz 及激励幅值为 10 mm 时所对应的激振平台与被隔物体的加速度-时间曲线,图中虚线是激振平台的加速度曲线,实线是被隔物体的加速度曲线,分析可知,随着激励频率增大,激振平台至被隔振物体的加速度传递率逐渐降低,表明准零刚度系统在中低频段的隔振效果显著提升。

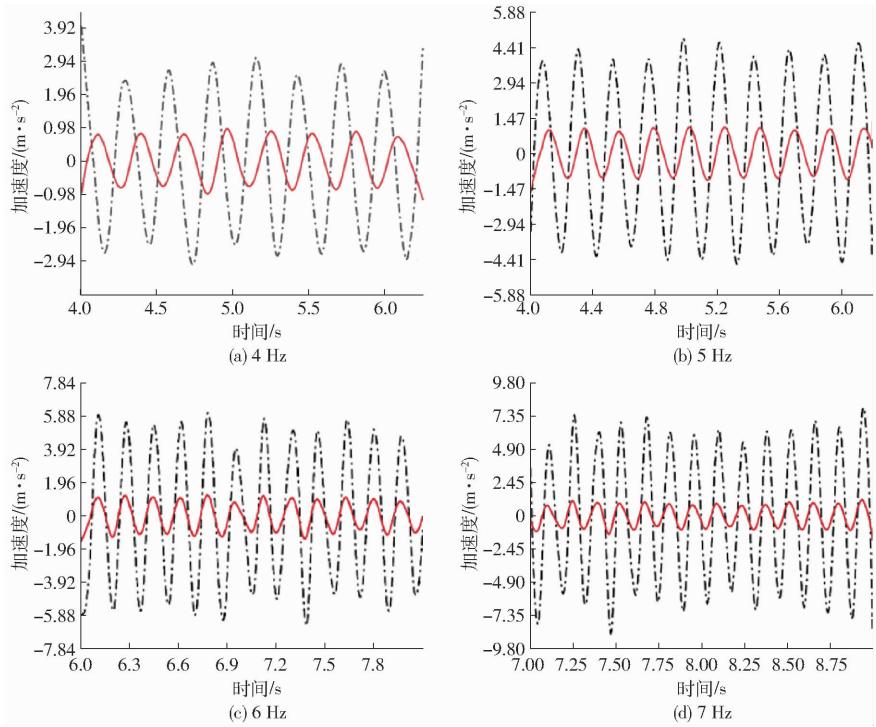


图 14 不同激励频率下隔振系统响应曲线

Fig. 14 Response curves of vibration isolation system at different excitation frequencies

在离散频率下对准零刚度隔振系统进行测试,获取准零刚度隔振系统的加速度传递率特征,并与线性隔振系统理论传递率曲线进行对比分析,如图 15 所示,振动传递率对数 $\lg(T/d)$ 随频率的变化规律表明,所研制的准零刚度隔振器以 1.5 Hz 为起始隔振频率,在 1.5 ~ 12 Hz 内,振动传递率 T/d 从 100% 降至 18%,下降了 82%,即 $\lg(T/d) = 0$ 降至 $\lg(T/d) = -0.75$;其中 6 Hz 时, $\lg(T/d) = -0.7$,

传递率仅为 20%,与处于共振峰的线性隔振器差异最为显著。综上所述充分验证了准零刚度隔振系统在中低频段内的优越隔振性能。

3 结论

(1)设计基于准零刚度原理的非线性隔振系统,通过负刚度机构与线性弹簧并联耦合实现高静低动刚度。理论上建立无量纲静力学模型,推导力-位移及刚度特性解析表达式,分析关键参数影响规律,为系统准零刚度特性提供理论基础与设计依据。

(2)静力学试验表明隔振系统压缩与卸载阶段存在显著滞回效应,最大载荷差 2.349 N,占理论值 14.68%,摩擦阻尼导致能量耗散,且力-位移曲线与理论模型高度吻合,验证了设计机理的准确性。

(3)隔振系统试验表明准零刚度系统隔振起始频率低至 1.5 Hz,在 1.5 ~ 12 Hz 的农机振动频段,其振动传递率下降了 82%,减振效果优于线性隔振器,且 6 Hz 时差异最显著,准零刚度传递率仅为 20%,线性隔振器则发生共振。综上,准零刚度隔振器更适合中低频段场景。

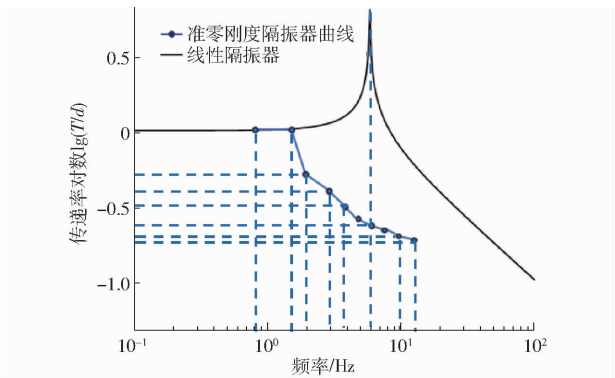


图 15 隔振系统传递率与对应线性系统传递率

Fig. 15 Vibration isolation system transfer function vs. corresponding linear system transfer function

参 考 文 献

- [1] 卢彩云,罗锡文,李洪文,等.我国保护性耕作的发展与政策建议[J].中国工程科学,2024,26(2):103-112.
Lu Caiyun, Luo Xiwen, Li Hongwen, et al. The development and policy suggestions of conservation cultivation in China[J]. Chinese Engineering Science, 2024, 26(2): 103-112. (in Chinese)
- [2] 路世青,杨鹏,陈昌明,等.操控因素影响下微耕机人机系统手传振动特性[J].中国农机化学报,2021,42(9):37-43.
Lu Shiqing, Yang Peng, Chen Changming, et al. Hand-transmitted vibration characteristics of micro-tiller human-machine systems under the influence of control factors[J]. Journal of China Agricultural Mechanization, 2021, 42(9): 37-43. (in Chinese)
- [3] Kumar V, Palei S K, Karmakar N C, et al. Whole-body vibration exposure vis-à-vis musculoskeletal health risk of dumper operators compared to a control group in coal mines[J]. Safety and Health at Work, 2022,13(1):73-77.
- [4] Wang J W, Xu C S, Xu Y A, et al. Resonance analysis and vibration reduction optimization of agricultural machinery frame-taking vegetable precision seeder as an example[J]. Processes, 2021,9:1-11.
- [5] Villibor G P, Santos F L, De Queiroz D M, et al. Vibration levels on rear and front axles of a tractor in agricultural operations[J]. Acta Scientiarum-Technology, 2014,36(1):7-14.
- [6] Jin X, Chen K K, Ji J T, et al. Intelligent vibration detection and control system of agricultural machinery engine[J]. Measurement, 2019,145:503-510.
- [7] Busse S K, Sinclair A N, Redda D T, et al. Evaluation of the vibration characteristics and handle vibration damping of diesel-fueled 15-hp single-axle tractor[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2021,13(8):1-11.
- [8] Xu D, Yu Q, Zhou J, et al. Theoretical and experimental analyses of a nonlinear magnetic vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013,332(14):3377-3389.
- [9] Sun X, Jing X. A nonlinear vibration isolator achieving high-static-low-dynamic stiffness and tunable anti-resonance frequency band[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016,80:166-188.
- [10] 薛聪聪,张万福,田海洋,等.一种质量可调准零刚度隔振系统设计与动力学特性研究[J].机械工程学报,2025,61(1):209-219.
Xue Congcong, Zhang Wanfu, Tian Haiyang, et al. Design and dynamic characteristics of a quality adjustable zero stiffness isolation system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2025, 61(1): 209-219. (in Chinese)
- [11] 刘海超,闫明,金映丽,等.带限位隔振系统的主共振响应及隔振性能研究[J].机械设计,2024,41(9):41-47.
Liu Haichao, Yan Ming, Jin Yingli, et al. Research on the main resonance response and isolation performance of a limited isolation system[J]. Mechanical Design, 2024, 41(9): 41-47. (in Chinese)
- [12] 金政宏,陈建,王炎林,等.电动微耕机振动特性分析与减振研究[J].西南大学学报(自然科学版),2021,43(10):92-99.
Jin Zhenghong, Chen Jian, Wang Yanlin, et al. Vibration characteristics analysis and vibration reduction research of electric micro tiller[J]. Journal of Southwest University (Natural Science Edition), 2021, 43(10): 92-99. (in Chinese)
- [13] 孙玉华,柯尚娟,王国成,等.新型微耕机磁流变弹性体隔振系统控制策略仿真[J].工程科学与技术,2020,52(4):218-225.
Sun Yuhua, Ke Shangjuan, Wang Guocheng, et al. Simulation of control strategy for new micro tiller magnetorheological elastic isolation system[J]. Engineering Science and Technology, 2020, 52(4): 218-225. (in Chinese)
- [14] 刘雪莱,赵阳阳,王东.基于传递路径的整车地板振动优化方法[J].振动·测试与诊断,2023,43(6):1169-1175,1247.
Liu Xuelai, Zhao Yangyang, Wang Dong. Optimization method for vehicle floor vibration based on transmission path[J]. Vibration Testing and Diagnosis, 2023, 43(6): 1169-1175,1247. (in Chinese)
- [15] 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.
Zhao Quan, Li Shaohua, Feng Guizhen. Design and experimental study of a quasi-zero stiffness vehicle vibration isolation system[J]. Vibration and Shock, 2021, 40(6): 55-63. (in Chinese)
- [16] 邓祥丰,贾倩,陈娃容,等.受迫振动作用下偏摆式橡胶树割胶装置非线性响应分析及数值模拟[J].中国农机化学报,2025,46(6):55-62.
Deng Xiangfeng, Jia Qian, Chen Warong, et al. Nonlinear response analysis and numerical simulation of a swing-type rubber tree tapping device under forced vibration[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2025, 46(6): 55-62. (in Chinese)
- [17] 刘敏,杨扬,左敦稳.低频条件下二维振动应力释放规律研究[J].机械制造与自动化,2021,50(6):56-59.
Liu Min, Yang Yang, Zuo Dunwen. Study on the release law of two-dimensional vibration stress under low-frequency conditions[J]. Mechanical Manufacturing and Automation, 2021, 50(6): 56-59. (in Chinese)
- [18] 张智敏,亓卓远,潘殿坤.曲梁式多阶准零刚度隔振结构的设计与研究[J/OL].应用力学学报[2026-06-15].<https://link.cnki.net/urlid/61.1112.03.20250312.1336.002>.
Zhang Zhimin, Qi Zhuoyuan, Pan Diankun. Design and research on curved-beam multi-stage quasi-zero-stiffness isolation

structures[J/OL]. Journal of Applied Mechanics[2026-06-15]. <https://link.cnki.net/urlid/61.1112.03.20250312.1336.002>. (in Chinese)

[19] 吴少培,白博,刘涛,等. 准零刚度隔振系统微振动传递特性及变迁规律研究[J]. 噪声与振动控制,2025,45(6):12-18.
Wu Shaopei, Bai Bo, Liu Tao, et al. Study on the micro-vibration transmission characteristics and transition laws of a near-zero-stiffness isolation system[J]. Noise and Vibration Control, 2025, 45(6): 12-18. (in Chinese)

[20] 李青,何柯达,杨鸿杰,等. 基于准零刚度支撑结构的低频主动隔振平台研究[J]. 振动与冲击,2024,43(16):84-91,117.
Li Qing, He Keda, Yang Hongjie, et al. Research on low-frequency active vibration isolation platform based on quasi-zero stiffness support structure[J]. Vibration and Shock, 2024, 43(16): 84-91,117. (in Chinese)

[21] 朱俊山,孙大洲,韩啸,等. 燃料电池堆松弛补偿碟簧截面形状优化设计[J/OL]. 应用力学学报[2026-06-15]. <https://link.cnki.net/urlid/61.1112.03.20250512.1107.003>.
Zhu Junshan, Sun Dazhou, Han Xiao, et al. Optimization of the cross-section shape of disc springs for fuel cell stack creep compensation[J/OL]. Journal of Applied Mechanics[2026-06-15]. <https://link.cnki.net/urlid/61.1112.03.20250512.1107.003>. (in Chinese)

[22] 刘辉,杨毅,高普,等. 扭转减振器频率控制优化及试验研究[J]. 机械工程学报,2025,61(7):373-381.
Liu Hui, Yang Yi, Gao Pu, et al. Frequency control optimization and experimental study of torsional dampers[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2025, 61(7): 373-381. (in Chinese)

[23] 邵敏强,利云云,周徐斌,等. 一类双层高静低动刚度隔振系统试验研究[J]. 振动工程学报,2025,38(1):47-53.
Shao Minqiang, Li Yunyun, Zhou Xubin, et al. Experimental study on a double-layer high static low dynamic stiffness isolation system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2025, 38(1): 47-53. (in Chinese)

(上接第 43 页)

[85] Luvisutto A, Celani L A, Renda F, et al. Enhancing collaboration in uncertain environment: multi-agent reinforcement learning for underwater monitoring[J]. Expert Systems with Applications, 2025, 277: 127256.

[86] Nakamura K, Toki T, Mochizuki N, et al. Discovery of a new hydrothermal vent based on an underwater, high-resolution geophysical survey[J]. Deep Sea Research Part I: Oceanographic Research Papers, 2013, 74: 1-10.

[87] Baker E T, German C R, Elderfield H. Hydrothermal plumes over spreading-center axes: global distributions and geological inferences[J]. Geophysical Monograph-American Geophysical Union, 1995, 91: 47.

[88] Constable S, Kowalczyk P, Bloomer S. Measuring marine self-potential using an autonomous underwater vehicle [J]. Geophysical Journal International, 2018, 215(1): 49-60.

[89] “潜龙三号”完成印度洋科考任务[J]. 高科技与产业化,2019(7):79.

[90] Petersen S, Shipboard S P, eds. RV METEOR Fahrtbericht/Cruise Report M127: Metal Fluxes and Resource Potential at the Slow-spreading TAG Midocean Ridge Segment (26°N, MAR) -Blue Mining@ Sea, Bridgetown (Barbados)-Ponta Delgada (Portugal), 25 May-28 June 2016 (Extended Version)[R]. Kiel: GEOMAR Helmholtz-Zentrum für Ozeanforschung Kiel, 2016. (GEOMAR Report, N. Ser. 032). DOI: 10.3289/GEOMAR_REP_NS_32_2016.

[91] Kukulya A L, Bellingham J G, Stokey R P, et al. Autonomous chemical plume detection and mapping demonstration results with a COTS AUV and sensor package[C]//Oceans 2018 MTS/IEEE Charleston: IEEE, 2018: 1-6.

[92] Ramos P, Abreu N. Environmental monitoring of wastewater discharges using an autonomous underwater vehicle[C]//IROS 2010 Workshop on Robotics for Environmental Monitoring, 2010.

[93] Rogowski P, Terrill E, Otero M, et al. Mapping ocean outfall plumes and their mixing using autonomous underwater vehicles [J]. Journal of Geophysical Research: Oceans, 2012, 117(C7): c07016.