

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2412925

上下梁磁吸斥力双稳态压电能量采集器*

金 鸿, 汤宝平, 赵春华, 杜思玉

(重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 400030)

摘要:针对压电能量采集中的单悬臂梁频带窄与双稳态势阱较大难以跨越的问题,设计了上下梁磁吸斥力双稳态压电能量采集器。首先,构建了互相激励的上下梁和外部固定磁铁的磁吸斥力双稳态结构,拓宽结构的振动响应与工作频带;通过将磁铁等效为磁偶极子建立平面磁力模型,获得不同参数对结构势能和磁力的影响;然后,基于欧拉-伯努利梁理论和拉格朗日方程建立系统的动力学模型,分析系统动力学特性的影响规律;通过实验结果表明,与无固定磁体的单上梁和单下梁相比,所提的上下梁磁吸斥力双稳态压电能量采集器实现了上悬臂梁的工作频带范围由5~6 Hz扩大到3~11 Hz,3~11 Hz上振动的平均功率提高了26.35%,下悬臂梁的工作频带范围由13~14 Hz扩大到4~13 Hz,4~13 Hz上振动的平均功率提高了23.28%。

关键词: 双稳态;磁吸斥力;上下梁;振动能

中图分类号: TP393.1 TH17 文献标识码: A 国家标准学科分类代码: 460.40

The bistable piezoelectric energy harvester with magnetic attraction and repulsion between upper and lower beams

Jin Hong, Tang Baoping, Zhao Chunhua, Du Siyu

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: To address the problems of narrow frequency bands and significant barriers posed by bistable potential wells in piezoelectric energy harvesting with single cantilever beams, a novel solution is proposed by utilizing the bistable piezoelectric energy harvester employing magnetic attraction and repulsion between upper and lower beams. Firstly, a bistable structure with mutually-excited upper and lower beams and externally fixed magnets is constructed to broaden the vibration response and operational frequency range of the structure. By modeling the magnets as magnetic dipoles and establishing a planar magnetic force model, the impact of different parameters on the structural potential energy and magnetic force are determined. Subsequently, based on Euler-Bernoulli beam theory and Lagrangian equations, a comprehensive dynamic model of the system is formulated to analyze the influence of dynamic characteristics on the system. Experimental results show that, compared with the single upper or lower beams without fixed magnets, the proposed bistable piezoelectric energy harvester with magnetic attraction and repulsion expands the operational frequency range of the upper cantilever beam from 5~6 Hz to 3~11 Hz, resulting in a 26.35% increase in average power output within the 3~11 Hz band. Similarly, the operational frequency range of the lower cantilever beam is extended from 13~14 Hz to 4~13 Hz, with a 23.28% enhancement in average power output within the 4~13 Hz range.

Keywords: bistable state; magnetic attraction repulsion; upper and lower beams; vibration energy

0 引 言

振动能量的收集方式主要包括压电、磁电、摩擦电等^[1-3]。其中压电振动能量采集器具有结构简单、无电磁

干扰、尺寸紧凑等优点^[4-6],传统的压电线性悬臂梁振动结构频带窄难以适应外部环境的振动频率^[7],国内外学者对此开展了大量的研究工作^[8]。通过单稳态磁力调谐、限位器碰撞、双稳态结构等方式构建非线性振动能量采集器,是目前拓宽采集器共振频带、获取更优越俘能特

收稿日期:2024-06-07 Received Date: 2024-06-07

* 基金项目:国家自然科学基金(52375082)项目资助

性的有效方法。

在单稳态磁力调谐方面,由于磁力会引起结构频带的偏移,在一定程度上可以拓宽频带。Upadrashta 等^[9]提出了非线性阵列弹性能量采集器,引起刚度在相反方向上变化,在 100 μW 的功率水平下实现 3.3 Hz 的带宽。在此基础上, Yang 等^[10]通过控制两个磁体之间的距离使谐振阈值降低,利用磁吸力和磁斥力使两个磁耦合装置分别软化和硬化,增加频带宽度。这些单稳态磁力调谐方法拓频效果较差。

在限位器碰撞方面, Fan 等^[11]将对称磁引力引入压电悬臂梁并设置一对止动器来限制悬臂梁的最大偏转,在振动加速度为 3 m/s^2 的正弦振动下,与线性采集器相比,工作带宽增加了 54%,输出功率增加了 253%。Zhang 等^[12]构建了多频响应分段线性捕获结构,并将碰撞引入结构以提高压电振动的捕获,在 10 m/s^2 的外部激励加速度下,工作频率范围加宽了 90.9%。限位器碰撞能有效地拓宽频带,但在一定程度上限制了振动幅度降低输出功率。

在双稳态结构方面,周诗豪等^[13]构建了带异形孔结构的双稳态能量采集器,工作带宽达到 7 Hz,峰值电压相较于传统双稳态能量采集器提高了 28%。为了在小激励下也得到较好的响应, Shao 等^[14]构建了两个悬臂相互垂直放置,具有环形稳定势阱的能量捕获结构,在环形稳定状态下,双梁压电能量采集器能够绕过势垒,所提出的结构在 3 m/s^2 振幅激励下的性能是传统双稳态的 3.01 倍,带宽为 3.9 Hz。Chen 等^[15]构建了线性弹簧和双稳态非线性磁体组成的压电双耦合梁,与传统的双稳态能量采集器相比,高能阱间振荡获得的激发能级降低了 56.4%,产生的平均功率增加了 17%。这些双稳态结构方法能有效拓宽频带并提高振幅,但在谐振频率范围外难以跨越势阱导致频带拓宽有限。

因此,本文设计了上下梁磁吸斥力双稳态压电能量采集器,上梁末端分叉磁体和固定磁体构成磁斥力双稳态结构,在低频下实现大振幅运动,通过磁吸力吸引碰撞激励下梁运动;下梁在上梁磁吸力作用下,在较低频实现小幅度振动,吸引激励上梁进入高能轨道运动以此跨越势阱拓宽频带;然后,下梁进入谐振运动,通过磁吸力和碰撞激励上梁。在相互激励的作用下,上下梁在一段频率范围内均提高了振动响应和位移,以此产生较大的输出功率。通过实验分析,验证了所提结构的有效性和优越性。

1 上下梁磁吸斥力双稳态结构设计

上下梁磁吸斥力双稳态压电振动能量采集器结构如图 1 所示。所提结构主要由两个压电单晶片悬臂梁和

4 部分磁铁构成,压电悬臂梁固定在基座底板上,上悬臂梁末端放置分叉磁体 A、B;下悬臂梁末端放置磁体 D,上下磁体垂直间距 d_c ;磁铁 C 固定在位移调节仪上,且与磁铁 A、B 中心水平相距 d ,垂直间距 d_g ,磁铁 C 和磁铁 A、B、D 的磁场方向相反。图 1 中 L 、 b 、 h_s 为上悬臂梁基板的长度、宽度和厚度; L_x 、 b_x 、 h_x 为下悬臂梁基板的长度、宽度和厚度; L_p 、 b_p 、 h_p 分别为压电片的长度、宽度和厚度。末端磁铁 A、B 受到外部磁铁 C 的非线性磁力排斥作用,当基座受到外部激励时,压电悬臂梁在非线性磁力排斥作用下将产生双稳态运动。

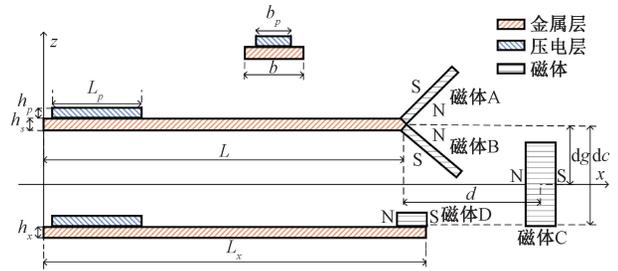


图 1 磁吸斥力双稳态压电振动能量采集器

Fig. 1 Magnetic attraction repulsive bistable piezoelectric vibration energy harvester

2 上下梁磁吸斥力双稳态结构动力学模型

2.1 振型获取

压电悬臂梁的一阶模态弯曲振动起主导作用,高阶模态通常对位移响应影响较小,仅考虑其一阶主振型的影响。压电悬臂梁的振动位移的一阶主振型根据模态叠加法可表示为:

$$\omega(x, t) = \phi_{11}(x) q(t) \quad (1)$$

在忽略剪力和转动惯量的情况下,依据是否覆盖压电层假设为两段分离的欧拉伯努利梁:

$$\phi_{11}(x) = \begin{cases} \phi_{11}(x), & 0 \leq x < L_p \\ \phi_{21}(x), & L_p \leq x < L \end{cases} \quad (2)$$

均匀欧拉梁无阻尼自由振动的控制方程为:

$$EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3)$$

将式(1)、(2)代入式(3)得到:

$$\frac{E_i I_i \phi_{11}^{(4)}(x)}{m_i \phi_{11}(x)} = -\frac{\ddot{\eta}_1(t)}{\eta_1(t)} = \omega_1^2 \quad (4)$$

式中: ω_1 是 1 阶模态下自由振动无阻尼固有频率。

广义位移定义为:

$$\begin{cases} \phi_{11}(x) = A_1 \cos \beta_1 x + A_2 \cosh \beta_1 x + \\ \quad A_3 \sin \beta_1 x + A_4 \sinh \beta_1 x \\ \phi_{21}(x) = B_1 \cos \beta_2 x + B_2 \cosh \beta_2 x + \\ \quad B_3 \sin \beta_2 x + B_4 \sinh \beta_2 x \end{cases} \quad (5)$$

广义位移 $\phi_{11}(x)$ 和 $\phi_{21}(x)$ 分别为含压电层和不含压电层的一阶弯曲模态振型,满足如下边界条件。

悬臂梁固支端位移速度为 0:

$$w(0,t) = \frac{\partial w(0,t)}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

含压电层和不含压电层连接点的连续性条件表明,其挠度、坡度、弯矩和剪力相等:

$$\begin{cases} w_1(l_p,t) = w_2(l_p,t) \\ \frac{dw_1(l_p,t)}{dx} = \frac{dw_2(l_p,t)}{dx} \\ E_1 I_1 \frac{d^2 w_1(l_p,t)}{dx^2} = E_2 I_2 \frac{d^2 w_2(l_p,t)}{dx^2} \\ E_1 I_1 \frac{d^3 w_1(l_p,t)}{dx^3} = E_2 I_2 \frac{d^3 w_2(l_p,t)}{dx^3} \end{cases} \quad (7)$$

悬臂梁自由端的剪力弯矩分别为:

$$\begin{cases} E_2 I_2 \frac{\partial^3 w_2(l_b,t)}{\partial x^3} = M_t \frac{\partial^2 w_2(l_b,t)}{\partial t^2} \\ E_2 I_2 \frac{\partial^2 w_2(l_b,t)}{\partial x^2} = -J_t \frac{\partial^3 w_2(l_b,t)}{\partial x \partial t^2} \end{cases} \quad (8)$$

将边界条件和模态方程相结合,得到系数矩阵,存在非平凡解,系数矩阵行列式为 0,求解得到悬臂梁的 ω_1 、 β_1 和 β_2 。

根据振型函数质量归一化特征函数求解振型函数系数,得到压电悬臂梁振动位移表达式 $w(x,t)$ 。

2.2 磁场势能及非线性磁力

基于磁偶极子之间的平面模型分析两磁铁之间的磁力,偶极子 C 在 A 处产生的势能可表示为:

$$U_{CA} = \frac{\mu_0}{4\pi} \left[\frac{m_C}{\|r_{CA}\|_2^3} - \frac{(m_C \cdot r_{CA}) \cdot 3r_{CA}}{\|r_{CA}\|_2^5} \right] \cdot m_A \quad (9)$$

由图 2 可得向量 r_{CA} 为,

$$\begin{aligned} r_{CAi} &= -[d - 0.5L_C \cos(\theta + \alpha)]i \\ r_{CAj} &= [w(L,t) + 0.5L_C \sin(\theta + \alpha) - d_g]j \end{aligned} \quad (10)$$

向量 r_{CB} 为:

$$\begin{aligned} r_{CBi} &= -[d - 0.5L_C \cos(\theta - \alpha)]i \\ r_{CBj} &= [w(L,t) + 0.5L_C \sin(\theta - \alpha) - d_g]j \end{aligned} \quad (11)$$

磁矩 m_A 、 m_B 、 m_C 为:

$$\begin{aligned} m_A &= M_A V_A [\sin(\alpha + \theta)i - \cos(\alpha + \theta)j] \\ m_B &= M_B V_B [\sin(\alpha - \theta)i + \cos(\alpha - \theta)j] \end{aligned} \quad (12)$$

$m_C = -M_C V_C i$

式中: i 、 j 分别为 x 和 z 向的单位矢量。

其中, $\theta = \arctan[w'(L,t)]$ 。

$$\cos \theta = \frac{1}{\sqrt{w'^2(L,t) + 1}}$$

$$\sin \theta = \frac{w'(L,t)}{\sqrt{w'^2(L,t) + 1}} \quad (13)$$

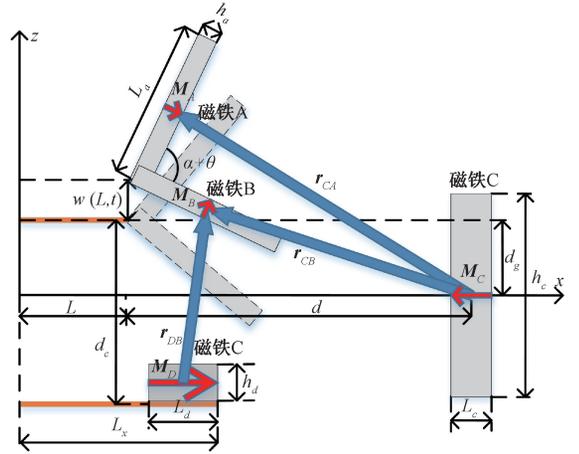


图 2 磁场势能及非线性磁力计算模型

Fig. 2 Magnetic field potential energy and nonlinear magnetic force calculation model

将式(11)~(13)代入式(10)可以得到磁铁 C 在磁铁 A、B 产生的势能 U_{CA} 和 U_{CB} 。

由此可以得到磁铁 A、B 受到固定磁铁 C 的非线性磁力:

$$F_m = \frac{\partial(U_m)}{\partial q(t)} = \frac{\partial(U_{CA} + U_{CB})}{\partial q(t)} = F_{CA} + F_{CB} \quad (14)$$

3 磁吸斥力压电振动能量采集器仿真分析

表 1 是用于仿真的磁吸斥力压电振动能量采集器结构参数和材料特性,仿真软件采用 MATLAB。

表 1 磁吸斥力压电能量采集器结构尺寸和材料特性
Table 1 Structural dimensions and material characteristics of magnetic repulsive piezoelectric energy harvesters

物理参数	符号及单位	数值
上悬臂梁基板尺寸/m	$L \times b \times h_s$	0.12×0.03×0.000 7
下悬臂梁基板尺寸/m	$L_x \times b \times h_x$	0.13×0.03×0.000 5
基板密度/(kg·m ⁻³)	ρ_s	2 702
基板弹性模量/GPa	E_s	75
压电片尺寸/mm	$L_p \times b_p \times h_p$	35×15×0.4
压电片密度/(kg·m ⁻³)	ρ_p	7 600
压电片弹性模量/GPa	E_p	56
大磁铁尺寸/m	$L_{cd} \times b_{cd} \times h_{cd}$	0.05×0.03×0.000 3
小磁铁尺寸/m	$L_{cx} \times b_{cx} \times h_{cx}$	0.03×0.01×0.000 2

由式(9)~(13)可知,参数(d, d_g, α)对能量采集器的磁力、势能和动力学等特性具有决定性的影响作用。因此,主要仿真分析其对能量采集器的磁力、势能和动力学特性的影响以及上下梁磁吸力作用。

$\alpha = 90^\circ$ 、 $d = 50$ mm、 d_g 分别为 10、-10、30、50、-50 mm 时上梁能量采集器的势能和磁力仿真结果如图 3 所示。

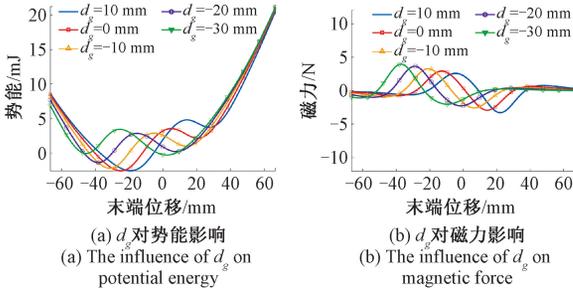


图 3 d_g 对系统势能和磁力的影响

Fig. 3 The influence of d_g on system potential energy and magnetic force

由图 3 可知,随着 d_g 减小,左侧势阱也变小,逐渐达到平衡位置再大于右侧势阱。当 $d_g = -25$ mm 时,可以较好的平衡两个势阱,其深度和宽度比较均匀一致,这有利于能量采集器在较小的外部激励下进入高能轨道振动,提高采集器的输出性能。

$\alpha = 90^\circ$ 、 $d_g = -25$ mm、 d 分别为 40、45、50、55、60 mm 时能量采集器的势能和磁力仿真结果如图 4 所示。

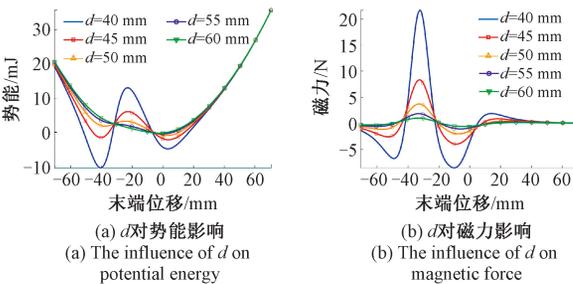


图 4 d 对系统势能和磁力的影响

Fig. 4 The influence of d on system potential energy and magnetic force

由图 4 可知,随着 d 增大,其势能曲线也逐渐从双势阱变成单势阱,并且阱深和磁力的大小也随着 d 的增大则逐渐减小。当 $d = 50$ mm 时能量采集器的两个势阱深度和宽度比较均匀一致,这有助于能量采集器在较小的外部激励下进入高能轨道运动。

$d = 50$ mm、 $d_g = -25$ mm、 α 分别为 70° 、 90° 、 110° 、 130° 、 150° 时能量采集器的势能和磁力仿真结果如图 5 所示。

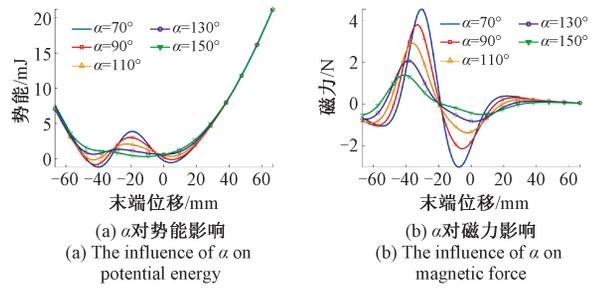


图 5 α 对系统势能和磁力的影响

Fig. 5 The influence of α on system potential energy and magnetic force

由图 5 可知,随着 α 增大,采集器从双稳态结构过渡到单稳态结构,并且阱深逐渐减小,磁力大小也随着 α 的增大而逐渐减小,这主要是由于 α 的增大,分叉磁铁与外部固定磁铁之间的距离增加所致。

$d = 50$ mm、 $d_g = -25$ mm、 $\alpha = 90^\circ$ 、 d_c 分别为 33、36、39 mm 时能量采集器的势能和磁力仿真结果如图 6 所示。

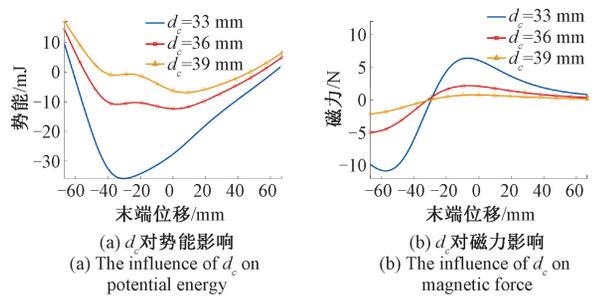


图 6 d_c 对系统势能和磁力的影响

Fig. 6 The influence of d_c on system potential energy and magnetic force

由图 6 可知,下梁对上梁的一个吸引作用可引起左部势阱的增大和阱宽的增加,适当调节 d_c 的大小,可以平衡两端势阱并且增大响应幅值。

4 磁吸斥力压电振动能量采集器样机制作与实验研究

上下梁磁吸斥力双稳态压电振动能量采集器原理样机如图 7 所示。

压电悬臂梁采用铝片制作,在铝基板的根部上表面粘结 PZT-5H 压电陶瓷片,上梁末端通过螺栓结构固定末端分叉磁铁 A、B,外部固定磁铁 C 通过高强度 UV 胶粘结在 Z 轴位移台上,基座通过底部中央的螺钉安装在激励器上。

信号发生器产生的正弦信号通过功率放大器放大后

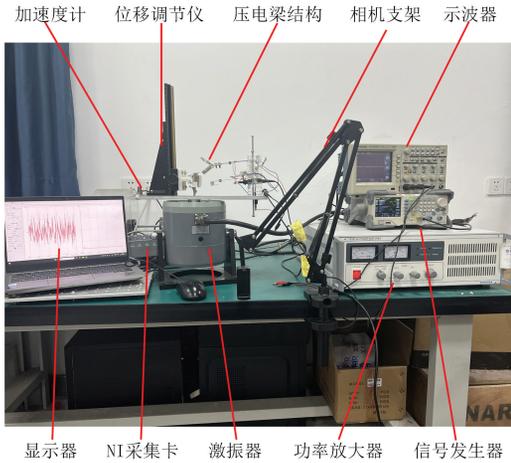


图7 上下梁磁吸斥力双稳态采集器实验系统

Fig. 7 Experimental system for bistable collector with magnetic attraction and repulsion forces between upper and lower beams

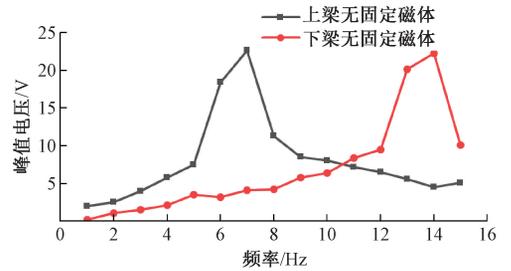


图8 上下梁压电悬臂梁电压频率

Fig. 8 Experimental results of resonant frequency of piezoelectric cantilever beams with upper and lower beams

输入到激振器,模拟环境振动;加速度计安装在磁吸斥力压电振动能量采集器的基座上,用以检测基座振动加速度,加速度计的输出信号通过NI采集卡处理后送入显示器采集显示;慢动作相机检测三稳态压电振动能量采集器的末端振动位移和速度信号,通过Opencv图像处理显示;采集器的输出电压则通过示波器采集、存储和显示。

首先对实验系统(图7)中压电悬臂梁的谐振频率进行实验研究。由于激振器的位移存在一定限制,前7 Hz的加速度分别设定为0.24、0.95、2.22、4.01、5.21、7.23、8.81 m/s^2 ,其余的均为9.8 m/s^2 。图8所示为压电悬臂梁单位加速度作用下电压随激励频率的变化实验结果。由图8可以看出,理论与实验结果基本吻合,实验结果显示上梁压电悬臂梁的谐振频率为7 Hz,与理论计算的谐振频率6.731 Hz基本一致。下梁压电悬臂梁的谐振频率为14 Hz,与理论计算的谐振频率14.057 Hz基本一致。

最后,对采集器的动态输出特性进行实验测试。为减小结构本身在不同磁体配置下不一致的谐振频率带来的影响,引入大幅度基座位移进行实验。实验参数选定为 $A_0=0.2\text{ g}$, $d=45,50,70\text{ mm}$, $d_g=-25,-30\text{ mm}$, α 分别为 $80^\circ,90^\circ,100^\circ$ 。

调整实验参数 $d=50\text{ mm}$ 、 $d_g=-25\text{ mm}$ 、 $f=3\text{ Hz}$ 、 $\alpha=90^\circ$,结果如图9(a1)和(b1)所示。由图9(a1)和(b1)观察到能量采集器表现出双稳态运动特性,采集器出现两个稳态平衡位置。采集器在这两个稳态平衡位置之间来回跳跃振动,左稳态仍大于右稳态,表现出大幅值输出特性,其末端振动位移和采集输出电压,分别达到37.5 mm和21.41 V。

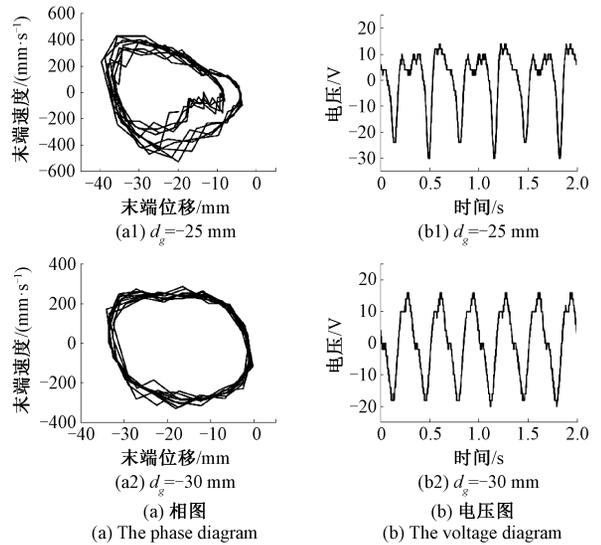


图9 $d_g=-25,-30\text{ mm}$ 时的相平面图和时域电压波形
Fig. 9 Phase plane diagram and time-domain voltage waveform at $d_g=-25,-30\text{ mm}$

调整实验参数 $d_g=-30\text{ mm}$,结果如图9(a2)和(b2)所示,由图9(a2)和(b2)观察到能量采集器表现出双稳态运动特征,出现两个平衡稳态位置,此时随着 d_g 的减小,右稳态略微大于左稳态。实验结果验证了图3中 d_g 对势阱变化的影响。其末端振动位移和采集输出电压,分别达到35.5 mm和13.26 V。

调整实验参数 $d=40\text{ mm}$ 、 $d_g=-25\text{ mm}$ 、 $f=3\text{ Hz}$ 、 $\alpha=90^\circ$ 结果如图10(a1)和(b1)所示。由图10(a1)和(b1)观察到能量采集器表现出单稳态运动特征, d 过小导致势阱过大难以跨越,运动被限制在左势阱做小幅度单稳态运动,其末端振动位移和采集输出电压,分别达到14 mm和0.52 V。

调整实验参数 $d=60\text{ mm}$,结果如图10(a2)和(b2)所示。由图10(a2)和(b2)观察到此时能量采集器表现为双稳态到单稳态的过渡状态,由图4可知,势阱随着 d

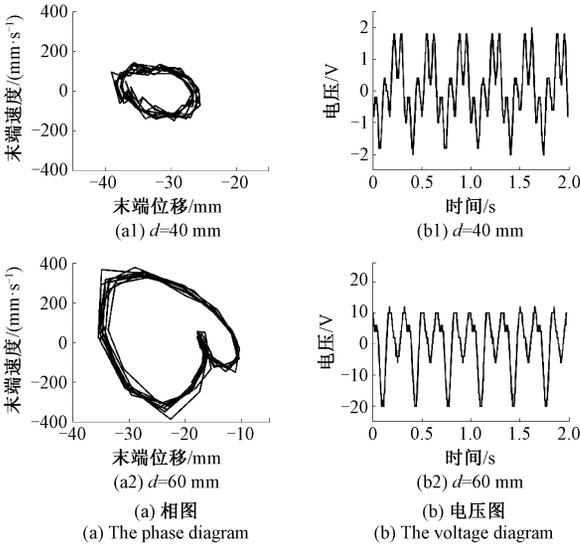


图 10 $d=40, 60$ mm 时的相平面图和时域电压波形
 Fig. 10 Phase plane diagram and time-domain voltage waveform at $d=40, 60$ mm

增大逐渐变小,最后变为单稳态是一致的。其末端振动位移和采集输出电压,分别达到 25.9 mm 和 14.13 V。

调整实验参数 $d=50$ mm、 $d_g=-25$ mm、 $f=3$ Hz、 $\alpha=80^\circ$,结果如图 11(a1)和(b1)所示。由图 11(a1)和(b1)观察到能量采集器的运动接近双稳态混沌运动,这和图 11(a)表现的 α 越小,势阱越大趋势一致,其末端振动位移和采集输出电压,分别达到 42.74 mm 和 27.21 V。

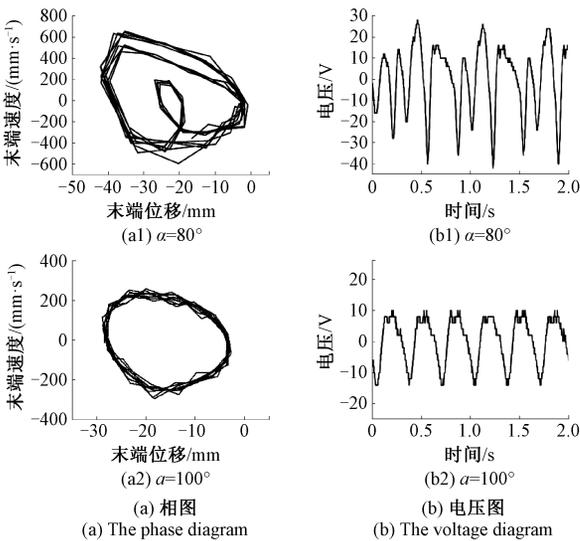


图 11 $\alpha=80^\circ, 100^\circ$ 时的相平面图和时域电压波形
 Fig. 11 Phase plane diagram and time-domain voltage waveform at $\alpha=80^\circ, 100^\circ$

调整实验参数 $\alpha=100^\circ$,结果如图 11(a2)和(b2)所

示。由图 11(a2)和(b2)观察到此时能量采集器趋近于单稳态运动,由图 5 可知,由于大位移下弹性恢复力对阱的抬升以及大角度下磁力的减弱,运动从 90° 下的双稳态过渡到 100° 的单稳态,角度有较大差别可能是用单磁偶极子法替代磁体导致忽略磁体尺寸导致的。其末端振动位移和采集输出电压,分别达到 27.3 mm 和 10.2 V。

图 9~11 所示实验结果基本反映了磁吸斥力压电振动能量采集器的典型运动状态,这与理论仿真分析得到的结果是相吻合的。

实验中为了探究势阱变化规律并减小磁调谐影响,用基座位移替代本身结构位移,然而固定磁铁和末端磁铁均受基座位移振动, 90° 条件下稳态间运动需要较大位移,仅依靠结构振动位移难以克服弹性恢复力。通过实际实验测试,在 $d=50$ mm、 $d_g=-25$ mm、 $\alpha=70^\circ$ 、 $d_c=48$ mm 下上下梁整体性能达到最优,整体结构上梁,上单梁双稳态和上梁无磁的电压频谱图如图 12 所示,通过磁斥力构建双稳态,能够将 6~7 Hz 下的单悬臂梁有效工作频带拓宽到 3~7 Hz。后添加下梁的磁吸力磁体,所得到的电压小幅度增大,优化了稳态间响应。在 8~11 Hz 下,上下梁通过磁吸力相互吸引。下梁对上梁的吸引作用由庞加莱截面(图 13)可得,不同于 6 Hz 下的双稳态大幅度的阱间振动,9 Hz 下的上梁在下梁吸引力和激振器向下振动作用下克服势阱进入左稳态,接着在一次激振器向上振动以及下梁吸引作用下维持在中间的不稳定位置,再在第 2 次激振器向上振动下回到右稳态,然后再受激振器向下振动和下梁吸引力进入左稳态循环振动,这使得上梁进入高能轨道运动,提高了振动响应。

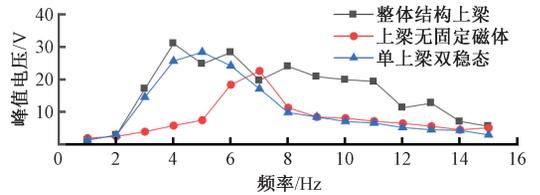


图 12 整体结构上梁,单上梁和上梁无固定磁体电压频谱
 Fig. 12 Voltage spectra of the upper beam, single upper beam, and upper beam without fixed magnets in the overall structure

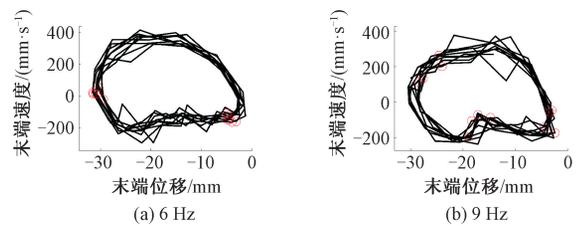


图 13 上梁 6 和 9 Hz 下的相图和庞加莱截面
 Fig. 13 Phase diagram and poincaré cross section of upper beam at 6 and 9 Hz

同一响应条件下磁吸斥力和单上下梁能量采集器的实验频域电压和功率图如图 14 所示,在 4~7 Hz 的频率下,上梁磁斥力双稳态结构大幅度振动,通过吸引力或者碰撞激励下梁,在 8~11 Hz 的频率下上下梁相互吸引,上梁在下梁吸引力作用下维持开间运动,下梁受吸引力继续振动,由于上梁吸引力磁体配置使得下梁谐振频率左偏,12~13 Hz 下梁谐振大幅度振动。由上述可得上下梁磁吸斥力双稳态压电能量采集器结构一方面拓宽了上梁双稳态结构的频带,另一方面使得下梁比单梁压电能量采集器具有更宽的工作频带和更高的输出电压及功率。根据实验结果数据计算,与无固定磁体的单上梁和单下梁相比,上下梁磁吸斥力双稳态压电能量采集器的工作频带拓宽到 3~11 Hz,振动的平均功率提高了 26.35%,下悬臂梁的工作频带拓宽到了 4~13 Hz,振动的平均功率提高了 23.28%

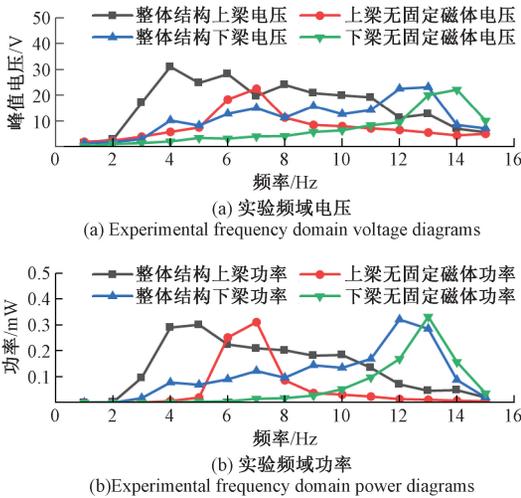


图 14 磁吸斥力和单上下梁能量采集器的实验频域电压和功率

Fig. 14 Experimental frequency domain voltage and power diagrams of magnetic attraction and repulsion force and single upper and lower beam energy harvester

5 结 论

本文提出了上下梁磁吸斥力双稳态结构,相互激励进而拓宽上下梁频带。通过动力学模型仿真与实验得到如下主要结论。

1) 合理调整末端分叉磁体和固定排斥磁体的纵向距离 d_g ,可以有效平衡重力带来的不平衡势阱,优化响应;减小末端分叉磁铁和固定磁铁的横向距离 d 可以提高能量采集器的输出特性,但需要较大的激励加速度以克服较大的势阱阻碍作用;末端分叉磁体夹角 α 增大

可以有效降低势阱,过大会导致结构进入单稳态降低响应。

2) 上下梁结构的频域电压和功率的实验结果表明通过固定磁体磁斥力构建上梁双稳态,通过上下梁振动的相互吸引激励可以有效拓宽结构频带以及整体的功率输出。

参考文献

- [1] JIA N X, LI Q, LI CH CH, et al. A wireless ultrasound energy harvester based on flexible relaxor ferroelectric crystal composite arrays for implanted bio-electronics[J]. Energy & Environmental Science, 2024, 17(4): 1457-1467.
- [2] 赵兴强, 殷旭鹏, 张译文, 等. 永磁同步电机原理的冲击式按压发电机研究[J]. 电子测量与仪器学报, 2024, 38(6): 1-7.
- [3] ZHAO X Q, YIN X P, ZHANG Y W, et al. Study on impact pressing generator based on permanent magnet synchronous motor principles [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrument, 2024, 38(6): 1-7.
- [4] CHEN L, LI CH, FANG J W. Design of a multi-direction piezoelectric and electromagnetic hybrid energy harvester used for ocean wave energy harvesting [J]. Review of Scientific Instruments, 2023, 94(12).
- [5] HIDALGO-LEON R, URQUIZO J, SILVA C E, et al. Powering nodes of wireless sensor networks with energy harvesters for intelligent buildings: A review[J]. Energy Reports, 2022, 8: 3809-3826.
- [6] LI ZH J, PENG X ZH, HU G V, et al. Theoretical, numerical, and experimental studies of a frequency up-conversion piezoelectric energy harvester [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2022, 223: 107299.
- [7] SHAN G S, WANG D, CHEW ZH J, et al. A high-power, robust piezoelectric energy harvester for wireless sensor networks in railway applications[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2023, 360: 114525.
- [8] 叶泉兵, 汤宝平, 黄艺, 等. 机械振动 WSN 比例补偿跨层同步采集触发方法[J]. 仪器仪表学报, 2023, 44(3): 234-243.
- [9] YE Q B, TANG B P, HUANG Y, et al. Cross-layer synchronous acquisition trigger method with proportional compensation for mechanical vibration WSN[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2023, 44(3): 234-243.
- [10] ZHOU W P, DU D M, CUI Q, et al. Piezoelectric vibration energy harvester: Operating mode, excitation

- type and dynamics [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2022, 14(10):16878132221131177.
- [9] UPADRASHTA D, YANG Y W. Nonlinear piezomagnetoelastic harvester array for broadband energy harvesting [J]. *Journal of Applied Physics*, 2016, 120(5):54504-223902.
- [10] YANG W, TOWFIGHIAN S. A parametric resonator with low threshold excitation for vibration energy harvesting [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 446: 129-143.
- [11] FAN K Q, TAN Q X, ZHANG Y W, et al. A monostable piezoelectric energy harvester for broadband low-level excitations [J]. *Applied Physics Letters*, 2018, 112(12):123901.
- [12] ZHANG B, LI H Y, ZHOU SH X, et al. Modeling and analysis of a three-degree-of-freedom piezoelectric vibration energy harvester for broadening bandwidth [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 176: 109169.
- [13] 周诗豪, 宋芳, 熊玉仲. 带异形孔的双稳态压电能量采集器研究 [J]. *压电与声光*, 2023, 45(2):283-287. ZHOU SH H, SONG F, XIONG Y ZH. Study on bistable piezoelectric energy harvester with shaped hole [J]. *Piezoelectrics & Acoustooptics*, 2023, 45(2):283-287.
- [14] SHAO N, CHEN ZH, WANG X, et al. Modeling and analysis of magnetically coupled piezoelectric dual beam with an annular potential energy function for broadband vibration energy harvesting [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2023, 111(13):11911-11937.

- [15] CHEN K M, ZHANG X, XIANG X Y, et al. High performance piezoelectric energy harvester with dual-coupling beams and bistable configurations [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2023, 561:117822.

作者简介



金鸿, 2022 年于重庆大学获得学士学位, 现为重庆大学硕士研究生, 主要研究方向为振动赋能。

E-mail: 202207021198t@stu.cqu.edu.cn

Jin Hong received his B. Sc. degree from Chongqing University in 2022. He is currently a master student at Chongqing University. His main research interest is vibration empowerment.



汤宝平 (通信作者), 1996 年于重庆大学获得硕士学位, 2003 年于重庆大学获得博士学位, 现任重庆大学机械工程学院教授、博士生导师, 主要研究方向为无线传感器网络、机电装备安全服役与寿命预测、测试计量技术及仪器

E-mail: bptang@cqu.edu.cn

Tang Baoping (Corresponding author) received his M. Sc. degree and Ph. D. degree both from Chongqing University in 1996 and 2003, respectively. He is currently a professor and a Ph. D. advisor at Chongqing University. His main research interests include wireless sensor networks, mechanical and electrical equipment security service and life prediction, and measurement technology and instruments.