

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2022.02.016

# 低频环境下碰撞式压电振动能采集器

姜 瑀<sup>1</sup>, 宋 芳<sup>1\*</sup>, 熊玉仲<sup>1,2</sup>

(1. 上海工程技术大学 机械与汽车工程学院, 上海 201620;  
2. 上海艾为电子技术股份有限公司, 上海 201199)

**摘 要:**现实中由于环境振动频带较窄使得能源采集器在低频时效率较低,为此课题组设计了一种可以在低频环境下表现优异的压电能量采集器,并拓宽了其收集频带。采用碰撞方法将采集器进行升频以适应低频环境,采用齿条齿轮传动带动拨片撞击悬臂梁实现动能采集;结合前人的研究完善了欧拉-伯努利梁振动方程,给出在振动过程中悬臂梁的精准位置和振型方程;简化传动模型给出拨片轴的近似运动方程并根据动量定理计算出碰撞前后各部件速度;综合建立整个系统的动力学方程并通过机电耦合方程建立了系统的电学方程。实验验证表明:所设计的采集器比之常规悬臂梁采集器采集频带拓宽了11.23%,输出电压提高了38.2%。所设计的采集器输出电压在低频时可以实现频繁阶跃,大大改进了压电振动能采集器在低频环境下的采集性能,使其更适宜低频环境下的能量采集。

**关 键 词:**能量采集器;碰撞升频;压电悬臂梁;欧拉-伯努利梁振动方程

中图分类号:TN384 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2022)02-0097-06

## Collisional Piezoelectric Vibration Energy Harvesters in Low Frequency Environments

JIANG Yu<sup>1</sup>, SONG Fang<sup>1\*</sup>, XIONG Yuzhong<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China;  
2. Shanghai Awinic Technology Co. Ltd., Shanghai 201199, China)

**Abstract:** In view of the low efficiency of the energy harvester at low frequencies due to the narrow ambient vibration band, a piezoelectric energy harvester that performs well in low frequency environments was designed, and its harvesting band was broadened. The collision method was adopted to design the energy harvester with frequency-up conversion to adapt to the low frequency environments. A rack and gear drive was used to drive the paddles against a cantilever beam to achieve kinetic energy harvesting. The Euler-Bernoulli beam theory was improved by combing the previous research, and the precise position and vibration equation of the cantilever beam during the vibration process were presented. The approximate equations of motion of the paddle shaft was obtained by simplifying the transmission model, and the velocities of the components before and after the collision according to the momentum theorem were calculated. The kinetic equations of the whole system were set up and the electrical equations of the system were established through the electromechanical coupling equations. The experimental validation shows that the designed harvester broadens the bandwidth by 11.23% and increases the output voltage by 38.2% compared with the conventional cantilever beam harvester. The output voltage of the designed harvester can be stepped frequently at low frequencies, which greatly improves the harvesting performance of the piezoelectric vibration energy harvester in low frequency environments and makes it more suitable for energy harvesting in low frequency environments.

**Keywords:** energy harvester; collision frequency-up conversion; piezoelectric cantilever beam; Euler-Bernoulli beam theory

收稿日期:2021-11-27;修回日期:2022-01-20

第一作者简介:姜瑀(1996),男,黑龙江哈尔滨人,硕士研究生,主要研究方向为能源采集系统。通信作者:宋芳(1980),女,黑龙江大庆人,副教授,硕士研究生导师,主要研究方向为振动能量采集和高速高精度算法。E-mail:songfang@163.com

随着微电子设备的迅速发展,非常规电源技术得到越来越多的应用。常规能源电池存在寿命有限、功率效率低以及能量储存能力有限的缺陷<sup>[1]</sup>。通过从环境中收集能源加以利用的能源采集技术可以有效地克服这些缺点,在偏远地区的传感节点、植入式健康追踪器及生物医学设备等方面有很大应用潜力<sup>[2-3]</sup>。与太阳能和热能采集相比,压电所需的振动大多来自环境中的随机振动,不过度依赖于随机不可预测的环境,因此压电技术成为能源采集中发展较快且前景广阔的技术。但传统的压电设备共振频率过高,不易与多数环境中的低频振动源匹配。研究表明一旦外界激振频率偏离压电悬臂梁结构的共振频率,响应振幅将急剧下降,能量采集的效率急剧降低。为了能够高效采集低频环境振动能,非线性拓频式、升频式、共振频率可调式和多模式式等更加适应低频、宽频环境振动的压电能量采集器设计被提出来。其中升频式压电能量采集结构具有工作频带宽、以及低频振动环境中能量采集效率高的优点<sup>[4-6]</sup>。

碰撞式振动采集器属于升频式压电能量采集结构中的一种,其机构简单、升频效果明显,能显著提高能量采集效率。1997年,Umeda等<sup>[7]</sup>研究了受钢球冲击的压电膜中的能量转化过程及输出性能,首次提出了撞击压电采集结构从而实现升频的方法。2009年Renaud等<sup>[8]</sup>设计了一种用于采集人体运动时产生振动能的碰撞式振动采集器,采集器在手臂上的摆动频率为10 Hz,当摆幅10 cm时最大输出功率为600  $\mu\text{W}$ 。2011年新加坡国立大学Liu等<sup>[9]</sup>基于MEMS技术开发了一种碰撞式悬臂梁机构,在0.6g加速度下采集频带宽度为33~43 Hz。2014年HALIM等<sup>[10]</sup>提出了一种利用机械冲击实现升频的振动能量采集器,通过柔性悬臂梁撞击2个串联压电梁,在14.5 Hz的外部激励下可产生734  $\mu\text{W}$ 的峰值功率。2020年Li等<sup>[11]</sup>设计了一种利用低频压电梁撞击从而升频的压电-电磁能源采集装置,可以在58 Hz的外界激励下产生4 V的输出电压。

课题组提出了一种基于碰撞升频的压电能量收集系统,可以将外界低频振动通过齿轮齿条传递给机械振动轴,最后通过机械撞击产生高频振动梁。通过碰撞增大振动梁的振幅,拓宽收集频带进而提高输出电

压与收集功率。

## 1 结构设计

课题组提出的利用齿轮齿条传动实现升频转换的压电能量采集器的三维结构如图1所示。该采集器由支撑部分、升频部分和采集部分组成。支撑部分包括机架、立柱和底座;升频部分包括齿轮齿条传动部件、齿轮拨片轴、立柱弹簧;采集部分包括压电梁、压电收集部件和盖板。PZT压电陶瓷贴合在基板的上表面形成压电梁。

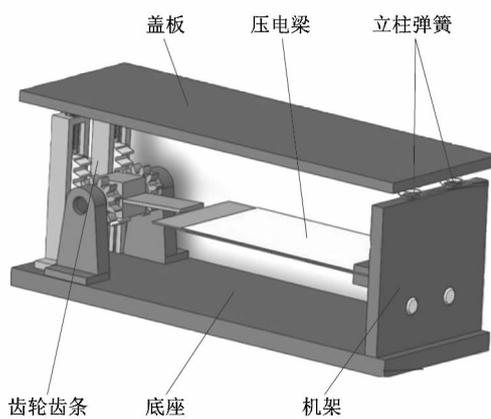


图1 采集器三维结构

Figure 1 Harvester 3D structure

在外界激励下盖板带动齿条运动,齿条在激励和弹簧的带动下做谐振运动,与之相啮合的齿轮带动拨片轴做回转运动。在回转运动中拨片不断撞击压电梁,从而实现升频,最后通过收集部件将产生的电能收集起来。

## 2 工作原理及理论模型

### 2.1 工作原理

课题组所设计采集系统的能量传递是通过低频拨片轴和高频振动梁之间的碰撞实现的。图2表示在1个碰撞周期内拨片梁和压电梁的运动过程,分为碰撞阶段和分离阶段。如图2(a)为碰撞阶段,当盖板受到外界正弦激励后通过齿轮齿条传动将激励等比例传递到拨片轴上;轴选装角度大于预设阈值时拨片与压电梁产生碰撞,压电梁发生形变,由于正压电效应上下电极间产生电势差。碰撞过程中压电梁的位移比拨片小,拨片向上运动时会受到压电梁的限制,使整体刚度逐渐增大从而拓宽频带。图2(b)为分离阶段,碰撞结

束后,拨片与压电梁分离,拨片在弹簧作用下向下回位,压电梁以共振频率做有阻尼的自由振动。通过机械传动与压电效应就实现了外界机械能与收集电能的转化。

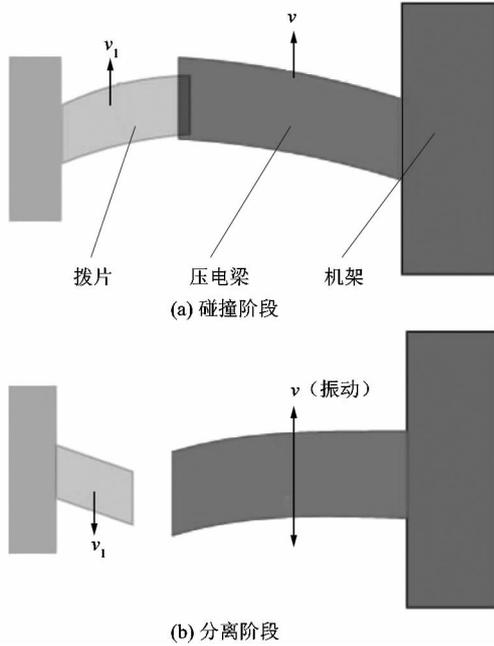


图2 单个碰撞周期内拨片与压电梁的运动  
Figure 2 Collision motion of paddle and piezoelectric beam in one collision cycle

## 2.2 理论模型建立

压电梁振动示意如图3所示。压电梁长度远大于厚度,为计算简便忽略悬臂梁振动过程中产生的剪切变形和转动惯量的影响。根据 Euler-Bernoulli 梁假设,参考 Erturk<sup>[12]1259</sup> 建立的压电梁分布参数模型,建立悬臂梁的运动模型为:

$$EI \frac{\partial^4 w_{rel}(x,t)}{\partial x^4} + c_s I \frac{\partial^5 w_{rel}(x,t)}{\partial x^4 \partial t} + c_a \frac{\partial w_{rel}(x,t)}{\partial t} + m \frac{\partial^2 w_{rel}(x,t)}{\partial t^2} + \vartheta v(t) \times \left[ \frac{d\delta(x)}{dx} - \frac{d\delta(x-l)}{dx} \right] = -m \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial t^2} - c_a \frac{\partial w_b(x,t)}{\partial t} \quad (1)$$

式中: $EI$  为悬臂梁的弯曲刚度, $w_{rel}(x,t)$  为悬臂梁上横坐标为  $x$  的点相对于基座的横向位移, $w_b$  为基座的位移, $c_a$  为基座的黏性空气阻尼系数, $c_s I$  为压电梁的复合材料由于结构黏性产生的等效阻尼, $I$  为悬臂梁中性面惯性矩, $\vartheta$  为机电耦合系数, $l$  为悬臂梁上带压电

层的长度, $m$  为悬臂梁的线质量, $\delta(x)$  为狄拉克函数。

弯曲刚度和机电耦合系数可由式(2)和(3)计算而得<sup>[12]1259</sup>。

$$EI = b [ E_s (h_b^3 - h_a^3) + E_p (h_c^3 - h_b^3) ]; \quad (2)$$

$$\vartheta = - \frac{E_p d_{31} b}{2h_p} (h_c^2 - h_b^2). \quad (3)$$

式中: $E_s$  和  $E_p$  分别为支撑层和压电层的弹性模量; $h_a, h_b, h_c$  分别为支撑层底面、压电层底面和压电层顶部到中性面的距离; $h_p$  为压电层厚度; $d_{31}$  为压电层的压电常数。

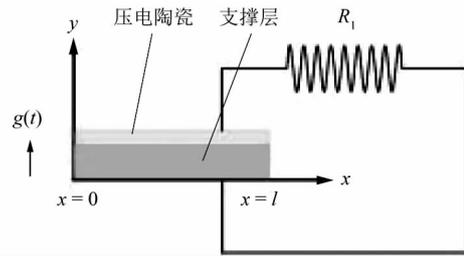


图3 压电梁振动图

Figure 3 Piezoelectric beam vibrations

运动方程对应的无阻尼齐次微分方程为:

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

梁的相对振动表示为绝对收敛的本征函数级数形式<sup>[13]</sup>

$$w_{rel}(x,t) = \sum_{r=1}^{\infty} \Phi_r(x) \eta_r(t). \quad (5)$$

式中: $\Phi_r(x)$  为第  $r$  阶模态的本征振型, $\eta_r(t)$  为第  $r$  阶模态的模态坐标。

代入悬臂梁固定端  $x = 0$  的边界条件  $w_{rel}(0,t) = 0, w'_{rel}(0,t) = 0$ , 得

$$\Phi(x) = c_1 \left[ \sin\left(\frac{\lambda}{l}x\right) - \text{sh}\left(\frac{\lambda}{l}x\right) \right] + c_2 \left[ \cos\left(\frac{\lambda}{l}x\right) - \text{ch}\left(\frac{\lambda}{l}x\right) \right]. \quad (6)$$

式中: $\lambda$  为量纲为一的频率, $\lambda = l \sqrt{mw^2/EI}$ 。

将悬臂梁末端  $x = l$  的边界条件  $w'_{rel}(l,t) = 0, w''_{rel}(l,t) = 0$  与式(6) 结合得

$$\left. \begin{aligned} (\text{sh } \lambda + \sin \lambda)c_3 + (\text{ch } \lambda + \cos \lambda)c_4 &= 0; \\ (\text{ch } \lambda + \cos \lambda)c_3 + (\text{sh } \lambda - \sin \lambda)c_4 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

将方程(7) 改写为矩阵方程形式,对应的系数记

为  $A_1, A_2, A_3$  和  $A_4$ 。由方程具有非零解的判断条件  $A_1 A_4 - A_2 A_3 = 0$ , 代入式(6)和(7)中, 得到第  $r$  阶模态所对应的固有频率为

$$w_r = \lambda_r^2 \sqrt{\frac{EI}{ml^4}} \quad (8)$$

将其代入式(6)中得  $r$  阶模态的振型函数为

$$\Phi_r(x) = c_r \left\{ \left[ \cos\left(\frac{\lambda_r}{l}x\right) - \operatorname{ch}\left(\frac{\lambda_r}{l}x\right) \right] + \zeta_r \left[ \sin\left(\frac{\lambda_r}{l}x\right) - \operatorname{sh}\left(\frac{\lambda_r}{l}x\right) \right] \right\} \quad (9)$$

式中:  $c_r$  和  $\zeta_r$  为 2 个待求变量, 通过归一化求得。

由于所设计收集器在低频环境下工作且主要目的为拓宽频带, 在只考虑一阶模态的情况下做简化处理, 得

$$w_{\text{rel}}(x, t) = \Phi(x)\eta(t) \quad (10)$$

令拨片与悬臂梁的碰撞点  $x = l$  处  $\Phi(l) = 1$ , 对式(9)进行归一化处理, 则其满足以下正交条件<sup>[12]1260</sup>。

$$\left. \begin{aligned} \int_{x=0}^l m\Phi_s(x)\Phi_r(x)dx &= \delta_{rs}; \\ \int_{x=0}^l EI\Phi_s(x)\frac{d^4\Phi_r(x)}{dx^4}dx &= w_r^2\delta_{rs} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中  $\delta_{rs}$  为关于  $r$  和  $s$  的克罗内克函数。

将式(10)和(11)代入式(1)中, 得到梁的模态响应为

$$\frac{d^2\eta(t)}{dt^2} + 2\xi w_1 \frac{d\eta(t)}{dt} + w_1^2 \eta(t) + \theta v(t) = N_1(t) \quad (12)$$

一阶模态耦合项和机械阻尼比分别为:

$$\theta = \vartheta \frac{d\Phi_1(x)}{dx} \Big|_{x=l}, \xi = \frac{c_s I w_1}{2EI} + \frac{c_a}{2m w_1} \quad (13)$$

机械激励  $N_1$  可由方程组(14)求得, 式中  $g(t)$ ,  $h(t)$  分别表示绕轴振动和轻微转动。

$$\left. \begin{aligned} N_1(t) &= -m \left( \gamma_1^w \frac{d^2 g(t)}{dt^2} + \gamma_1^\theta \frac{d^2 h(t)}{dt^2} \right) - \\ &c_a \left( \gamma_1^w \frac{dg(t)}{dt} + \gamma_1^\theta \frac{dh(t)}{dt} \right); \\ \gamma_1^w &= \int_0^l \Phi_1(x) dx; \\ \gamma_1^\theta &= \int_0^l x \Phi_1(x) dx \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

将结果代入常微分方程(12)可以得到一阶模态

响应为

$$\eta(t) = \frac{1}{w_1 \sqrt{1 - \xi^2}} \int_{\tau=0}^t [N_1(\tau) - \theta v(\tau)] \cdot e^{-\xi w_1(t-\tau)} \sin(w_1 \sqrt{1 - \xi^2}(t - \tau)) d\tau \quad (15)$$

下面考虑拨片的运动, 外界正弦激励通过盖板与齿轮齿条传动传递给拨片轴。由于拨片与压电梁间距离很近, 拨片轴在一次撞击过程中转动角度很小(小于  $3^\circ$ ), 将拨片的运动简化为直线运动, 即与齿条的运动一致。

$$v_1(t) = A_0 \sin(2\pi f t) \quad (16)$$

式中  $A_0$  为实验中振动台的最大伸长量。

设碰撞前后压电梁和拨片的速度分别为  $v, v_1, v'$  和  $v'_1$ , 拨片与压电梁的碰撞为非完全弹性碰撞。在第 1 次碰撞前, 压电梁静止, 碰撞后压电梁与拨片的速度为:

$$\left. \begin{aligned} v' &= \frac{(1+e)m_1 v_1}{m+m_1}; \\ v'_1 &= v_1 - \frac{(1+e)mv_1}{m+m_1} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中  $e$  为碰撞过程中的恢复系数, 与材料有关。

根据动量定理, 碰撞时的冲力产生的冲量等于拨片动量的变化量, 得方程:

$$m_1 v'_1 - m_1 v_1 = \int_0^t F dt \quad (18)$$

根据 Liu 等<sup>[14]</sup>的研究, 压电梁的输出电压方程为

$$V_{\text{op}} = \frac{-d_{31} \times E \times h_p}{\epsilon_{33} \times l} \int_0^l \zeta_1(x) dx \quad (19)$$

式中:  $d_{31}, \epsilon_{33}$  分别为压电层的压电常数 and 介电常数;  $F$  为冲力;  $\zeta_1(x)$  为应变分布, 即为  $t = t_1$  时  $\eta$  在  $x$  上的分布;  $m_1$  为拨片的质量。

### 3 实验分析与探究

为进一步验证所设计收集机构在低频环境下的表现和其拓宽频带的能力, 按照设计搭建了实物样机, 在振动试验台上进行试验。所搭建的样机实物及参数如图 4 及表 1 所示。

搭建如图 5 所示的实验平台, 将信号发生器所产生的正弦激励信号通过功率放大器传递到激振器, 将激振器作为外界振动源与上盖板连接, 最后通过示波器采集压电梁产生的电压值。考虑到自然环境及所设

计的目的在于在低频环境下采集能量,因此实验中将激励频率控制在 15 Hz 以下,步长为 0.2 Hz。

表 1 采集器结构参数

Table 1 Harvester construction parameters

拨片与悬臂 梁距离/mm	悬臂梁表 面积/mm <sup>2</sup>	基板及压电 层厚度/mm	拨片 厚度/m	齿轮 模数
2.0	30×50	0.1	2.0	1.5

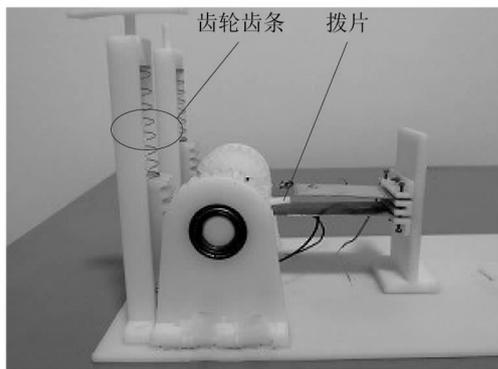


图 4 样机实物图

Figure 4 Figure of prototype

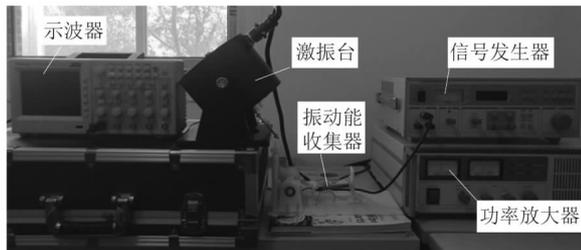


图 5 实验平台

Figure 5 Experimental platform

按照试验方案在实验平台上进行试验,测量压电梁所产生的电压,将实验数据整理绘图如图 6 所示。

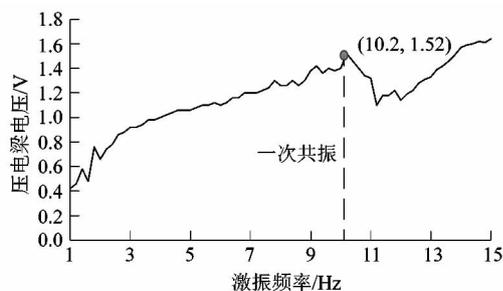


图 6 压电梁电压与激励频率

Figure 6 Output voltage and excitation frequency of piezoelectric beam

由实验结果可知,输出电压趋势与理论分析相符,在(10.2,1.52)处达到第 1 次峰值,一阶共振频率为 10.2 Hz。将模型数据代入式(8),(19)可以计算出自由振动下压电梁的一阶共振频率为 11.49 Hz,相对应的压电梁产生的电压为 1.1 V。与实验结果相对比,采集器将采集频带拓宽了 11.23%,输出的电压增大了 38.2%。

在一阶共振频率之前,压电梁的输出电压随着频率的升高迅速增大,即使在 1 Hz 的情况下,所产生的 0.42 V 电压也远大于梁自由振动所产生的 0.016 V 电压。通过对比,在实验频率下压电梁能产生远大于其在自由振动时所产生的电压且单位频率的电压增长也得到大幅提高。

实验中振动台所提供的振动源由于支架稳定性的影响,不能时刻保证连杆与盖板垂直接触,因此拨片的速度会存在一个随机扰动值  $\alpha v(t)$ 。这将会导致所测量的共振频率偏高,相应的输出电压偏低,因此采集器实际效果会优于实验结果。

## 4 结论

对于自然环境中存在的随机且低频的振动,为更有效地收集这些能量,课题组在传统悬臂梁机构的基础上,通过添加碰撞机构,拓宽了采集频带并提高采集功率。通过实验证明采集器可以在低频环境下实现输出电压的跃迁。研究得出的结论如下:

1) 结合前人的研究成果完善了悬臂梁的自由振动方程,给出了振动过程中梁的各位置随坐标变化的值和各阶固有频率的求法。

2) 通过模型简化,给出通过齿轮齿条传动系后的拨片速度,利用动量守恒定律建立碰撞前后的速度模型。结合所得出的各个方程,建立收集器的动力学和电学方程。

3) 通过实验证明采集器比之常规压电振动梁采集器频带拓宽了 11.23%,采集电压增大了 38.2%。实验结果与压电梁自由振动时的表现相对比,证明所设计的收集器在低频条件下表现远优于传统压电收集器。

## 参考文献:

- [1] SULLIVAN J L, GAINES L. A review of battery life-cycle analysis: state of knowledge and critical need [EB/OL]. [2010-10-7].

<https://doi.org/10.2172/1000659>.

- [2] PAULO J, GASPAR P D. Review and future trend of energy harvesting methods for portable medical devices [C]//Proceedings of the World Congress on Engineering. London: University of Oxford, 2010:901-914.
- [3] MITCHESON P D, YEATMAN E M, RAO G K, et al. Energy harvesting from human and machine motion for wireless electronic devices[J]. Proceedings of the IEEE, 2008, 96(9):1457-1486.
- [4] PILLATSCH P, YEATMAN E M, HOLMES A S. A piezoelectric frequency up-converting energy harvester with rotating proof mass for human body applications [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2014, 206:178-185.
- [5] LIU H C, LEE C K, KOBAYASHI T, et al. Investigation of a MEMS piezoelectric energy harvester system with a frequency-widened-bandwidth mechanism introduced by mechanical stoppers [J]. Smart Materials and Structures, 2021, 21(3):035005.
- [6] ZHANG X Y, GAO S Q, Li D G, et al. Frequency up-converted piezoelectric energy harvester for ultralow-frequency and ultrawide-frequency-range operation [J]. Applied Physics Letters, 2018, 112(16):163902.
- [7] UMEDA M, NAKAMURA K, UEHA S. Energy storage characteristics of a piezo-generator using impact induced vibration [J]. Japanese Journal of Applied Physics, 1997, 36(5):3146-3151.
- [8] RENAUD M, FIORINI P, VAN SCHAIJK R, et al. Harvesting energy from the motion of human limbs: the design and analysis of an impact-based piezoelectric generator [J]. Smart Materials and Structures, 2009, 18(3):035001.
- [9] LIU H C, TAY C J, QUAN C G, et al. A scrape-through piezoelectric MEMS energy harvester with frequency broadband and up-conversion behaviors [J]. Microsystem Technologies, 2011, 17:1747-1754.
- [10] HALIM M A, PARK J Y. Theoretical modeling and analysis of mechanical impact driven and frequency up-converted piezoelectric energy harvester for low-frequency and wide-bandwidth operation [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2014, 208:56-65.
- [11] LI P, XU N, GAO C H. Design and experimental study of broadband hybrid energy harvester with frequency-up conversion and nonlinear magnetic force [J]. Microsystem Technologies, 2020, 26:1706-1716.
- [12] ERTURK A, INMAN D J. A Distributed parameter electromechanical model for cantilevered piezoelectric energy harvesters [J]. Journal of Vibration & Acoustics, 2008, 30(4):1257-1261.
- [13] MEIROVITCH L, PARKER R G. Fundamentals of vibrations [J]. Applied Mechanics Reviews, 2001, 54(6):B100.
- [14] LIU H C, LEE C K, KOBAYASHI T, et al. Investigation of a MEMS piezoelectric energy harvester system with a frequency-widened-bandwidth mechanism introduced by mechanical stoppers [J]. Smart Materials and Structures, 2021, 21(3):035005.

(上接第96页)

以有限元软件 Workbench 为平台,建立了轴承压装过程的有限元分析模型,分析了压装过程中应力、应变的变化规律,以及压装力与位移的关系。对比分析了试验数据与有限元仿真数据,两者基本一致且误差在允许范围内。验证了有限元仿真技术在同类型轴承壳体压装工艺研究中的可靠性;验证了运用电动伺服压机进行轴承壳体压装,进而分析典型工艺参数设计方法是可行的。

该研究工作可为今后轴承壳体压装工艺中压装动作分析与压装动力源的选型提供参考。

#### 参考文献:

- [1] 姜荣飞,王卫英,吴照.基于有限元仿真的轴承压装力计算及其影响因素分析[J].轻工机械,2015,33(1):80-83.
- [2] 张勇,费业泰,刘善林.高速旋转的滚动轴承工作游隙影响因素的分析[J].应用科学学报,2005,23(6):635-639.
- [3] 马洪新.小型拖拉机变速器轴承压装力的计算分析[J].农业装备与车辆工程,2008(11):36-38.
- [4] 王明萌,韩树涛,卜峰,等.城市轨道交通车辆轮对轴承压装力-位移曲线研究[J].城市轨道交通研究,2020,23(2):103-105.
- [5] 黎翼,庾迎春.铁路货车滚动轴承压装曲线异常原因分析及对策[J].铁道运营技术,2021,27(1):23-25.
- [6] 刘丹,李庆,高晓峰,等.基于 ANSYS 的定子端盖过盈接触的分析研究[J].日用电器,2018(11):49-54.
- [7] 张玉美,王智明,刘建岭.轿车轮毂过盈装配的有限元分析[J].机械研究与应用,2010(5):34-35.
- [8] 齐宏志,聂欣然.铁路货车滚动轴承压装与轴承压装质量[J].铁道车辆,2001,39(8):33-35.
- [9] 布图格奇.轴承压装仿真与试验以及液力变矩器导轮的热装配变形分析研究[D].杭州:浙江大学,2016:16-24.
- [10] 魏延刚.轴毂过盈联接的应力分析和接触边缘效应[J].机械设计,2004,21(1):36-39.
- [11] 张建水,殷玉枫,赵肖敏,等.基于 ANSYS 的轴套过盈配合接触分析[J].机械设计,2014,31(5):21-25.
- [12] 奇石乐精密机械设备(上海)有限公司.奇石乐 Kistler 伺服压机系统[EB/OL]. [2021-09-10]. <http://c.gongkong.com/kistler1/m101113.html>.