

压电悬臂梁发电机能量转换效率研究

闫世伟¹, 杨志刚²

(1. 空军空降兵学院 军通系, 广西 桂林 541000; 2. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130025)

摘要:为提高车轮轮毂振动下的压电悬臂梁发电机能量转换效率,根据哈密顿原理建立了发电机能量转换效率模型,利用数值模拟和试验分析的方法研究了发电机结构尺寸和材料特性对其能量转换效率的影响规律。研究表明,金属基板过厚或太薄、杨氏模量太小都不利于提高发电机的能量转换效率。在金属基板材料不同时,存在一个最佳厚度比(金属基板与总厚度之比)使发电机能量转换效率最高,铜、铝、钼3种金属基板材料的发电机最佳厚度比分别为0.67、0.72、0.45;在相同厚度比(0.5)条件下,钼基板的发电机能量转换效率较高,随着杨氏模量比(金属基板的杨氏模量与陶瓷的杨氏模量之比)的增大,发电机能量转换效率增高,但当杨氏模量比大于4时,发电机的能量转换效率变化不明显。

关键词:压电单晶梁;模型;能量转换效率;厚度比;杨氏模量比

中图分类号:TN384;TM619

文献标识码:A

Study on Energy Conversion Efficiency of Piezoelectric Cantilever Beam Generator

YAN Shiwei¹, YANG Zhigang²

(1. Dept. of General Equipment, Air Force Airborne Academy, Guilin 541000, China;

2. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: In order to improve the energy conversion efficiency of the piezoelectric cantilever beam generator (PCBG) under the vibration of wheel hub, the energy conversion efficiency model of the PCBG was established according to Hamilton principle. The influence of structural parameters as well as material properties of the PCBG on the efficiency of energy conversion was studied by means of numerical simulation and experimental testing. The research results show that there is an influence on the efficiency of energy conversion of the PCBG by the parameters of thickness ratios (TRs) and Young's modulus ratio (YMR); there is an optimal TRs for the PCBG to obtain maximal efficiency of energy conversion in the different metal-plate materials, When copper, Aluminum and molybdenum plates are used for substrate, the PCBG achieves the optimal TRs of 0.67, 0.72 and 0.45 respectively; In the same thickness ratio (0.5) and external excitation condition, the energy conversion efficiency of the PCBG whose substrate is used for molybdenum is higher than the PCBG whose substrate is used for copper or Aluminum. When YMR increases, the efficiency of energy conversion of the PCBG increases too; when YMR is greater than four, the efficiency of energy conversion of the PCBG does not change significantly.

Key words: piezoelectric cantilever beam; modeling; efficiency of energy conversion; thickness ratios; Young's modulus ratio

0 引言

随着信息技术时代的到来,无线传感器已在林业、农业、安防、军事、环境保护等领域广泛应用^[1-2]。目前,无线传感器主要以电池供电为主,但因电池容量有限,为使无线传感器能正常工作,需定期更换电池。当无线传感器的数量较多(如森林火灾监测)、

工作环境恶劣(如轮胎内部)或工作位置难到达时,无线传感器的电池更换较难,且电池中含有铅、汞、镉等重金属,废旧电池处理不当极易对环境造成较大危害。为解决无线传感器因电池供电而带来的问题,人们开始寻找并研制微型发电机,以代替电池为无线传感器供电^[3]。近年来,在利用压电^[4-5]、电

收稿日期:2015-08-01

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51277088)

作者简介:闫世伟(1981-),男,吉林农安人,讲师,博士,主要从事压电驱动与控制、微电源、智能机械的研究。E-mail:swyan2008@sina.com。通信作者:杨志刚(1956-),男,吉林长春人,教授,博士生导师,主要从事微小机械与精密机械、压电驱动与控制技术的研究。E-mail:yanshiwei-2000@sohu.com。

磁^[6]及静电^[7]原理捕获环境中机械振动能方面的研究较多。与其他发电原理相比,压电发电机对振动敏感,便于置于微机电系统内部。

汽车行驶中的轮毂存在大量的冲击与振动,因而可用来进行发电,并满足轮胎压力监测系统(TPMS)传感发送单元的用电需要,进而构成不使用电池的自供电 TPMS。但因轮胎内部可利用空间有限,无法通过增大压电发电机体积来提高其发电能力,因此,必须通过提高有限体积压电发电机能量转换效率,以满足 TPMS 传感发送单元对发电机体积及功率要求。

已有研究表明^[8-9],在相同激励条件下,压电悬臂梁发电机的能量转换效率主要取决于压电振子(由压电陶瓷和金属基板粘结而成)结构尺寸及材料性能等。本文通过理论建模和试验分析,研究了金属基板厚度及金属基板材料特性等对压电悬臂梁发电机能量转换效率(η)的影响规律,为优化设计 TPMS 用压电发电机提供了理论依据。

1 压电悬臂梁发电机能量转换效率模型建立

图1为压电悬臂梁发电机结构。图中, L 为压电悬臂梁长, $F = -M y_{\Delta}''(t)$ 为惯性力, M 为压电悬臂梁有效质量, $y_{\Delta} = y_0 \cos \omega t$ (ω 为激励角频率, t 为时间)为激励函数。该发电机包括压电陶瓷片及金属基板构成的单晶压电振子和基座。压电振子以悬臂支撑方式固定在基座上,基座与轮毂固定连接,当轮毂振动时,轮毂带动基座发生振动,压电悬臂梁在惯性力作用下发生振动,并在压电陶瓷两电极间产生电压,从而实现将轮毂的振动转换成电能。

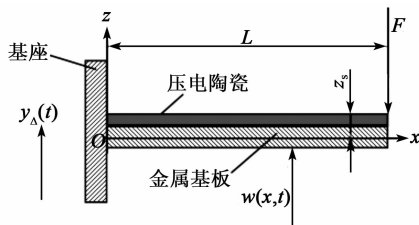


图1 压电悬臂梁发电机结构简图

图2为车轮轮毂振动下的能量转换流程。能量转换效率 $\eta = U_{out}/U_{in}$, 其中 U_{in} 为压电悬臂梁输入机械能, U_{out} 为压电悬臂梁输出电能。

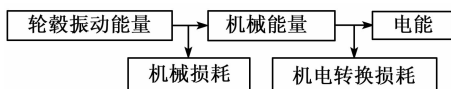


图2 车轮轮毂振动下的能量转换流程

1.1 压电悬臂梁发电机开路状态下输出电能

根据压电陶瓷基础理论,压电陶瓷片在 z 方向上的电位移 D_{31} 可表示为压电陶瓷片 x 方向的应变 ϵ_1 和电场 E_3 共同作用的结果,即

$$D_{31} = e_{31} \epsilon_1 + \epsilon_{33}^T E_3 \quad (1)$$

式中: ϵ_{33}^T 为 z 方向的介电常数; $e_{31} = d_{31} E_p$ 为压电常数, d_{31} 为压电电压常数, E_p 为压电陶瓷的杨氏模量。由于外部电场为0,则

$$D_{31} = e_{31} \epsilon_1 = d_{31} E_p \epsilon_1 \quad (2)$$

将式(2)对面积进行积分可得发电量 Q 为

$$Q = \int_A D_{31} dA = \int_A d_{31} E_p \epsilon_1 dA \quad (3)$$

假设压电陶瓷片只是增加了梁的弯曲刚度,并不改变梁的弯曲形状,即在同样外部激励下,压电悬臂梁的振幅小于无压电陶瓷片的金属基板梁的振幅,而压电悬臂梁在 x 方向的位移由外部激励力控制。为简化分析,不考虑压电悬臂梁上、下层间的厚度差异。根据梁的弹性理论,压电悬臂梁上任意点沿 x 方向的位移为

$$w(x, t) = w_0(x, t) - y_p \frac{\partial \mu(x, t)}{\partial t} \quad (4)$$

式中 $\mu(x, t)$ 为压电悬臂梁纵向位移函数,忽略轴的位移 w_0 。

根据欧拉伯努利梁理论可得

$$\epsilon_1 = \frac{\partial w_x}{\partial x} = - \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} y_p \quad (5)$$

式中: $y_p = z_s - \frac{1}{2} h_p$ 为压电陶瓷片中心轴到压电悬臂梁中性轴(中性轴为图1中的 x 轴)的距离; z_s 为压电陶瓷片上表面到中性轴的距离,可利用 Euler-Bernoulli 方法确定^[10],即

$$z_s = \frac{E_p \frac{h_p^2}{2} + E_m h_m \left(h_p + \frac{h_m}{2} \right)}{E_p h_p + E_m h_m} = \frac{h}{2} \cdot \frac{(1-\alpha)^2 + \alpha\gamma(2-\alpha)}{1-\alpha+\alpha\gamma} \quad (6)$$

式中: E_m 为金属基板杨氏模量; $\gamma = E_m/E_p$ 为杨氏模量比; h_m 为金属基板厚度; h 为压电悬臂梁总厚度; $\alpha = \frac{h_m}{h}$ 为厚度比。

根据瑞利-里兹变分法, $\mu(x, t)$ 可表示成两个独立的变量 $\phi(x)$ 和 $r(t)$, 即^[11]

$$\mu(x, t) = \sum_{i=1}^N \phi_i(x) r_i(t) = \phi(x) r(t) \quad (7)$$

式中: $\phi_i(x)$ 为振型函数; $r_i(t)$ 为广义坐标函数(正则坐标); N 为模态数, $i=1, 2, 3, \dots, N$ 。

$$r(t) = \frac{2\sqrt{M}y_0\omega^2 \frac{\psi_i}{\lambda_i}}{[(\omega_i^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_i\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} \cos(\omega t - \varphi) \quad (8)$$

$$\phi_i(x) = \cosh\left(\lambda_i \frac{x}{L}\right) - \cos\left(\lambda_i \frac{x}{L}\right) - \psi_i \left[\sinh\left(\lambda_i \frac{x}{L}\right) - \sin\left(\lambda_i \frac{x}{L}\right) \right] \quad (9)$$

式中: ω_i 为第 i 阶模态时系统固有频率; ζ 为梁的阻尼比, 通过实验测定^[11]; 相位角 $\varphi = \arctan \frac{2\zeta\omega_i\omega}{\omega_i^2 - \omega}$;

$\psi_i = \frac{\sin(\lambda_i L) + \sinh(\lambda_i L)}{\cosh(\lambda_i L) + \cos(\lambda_i L)}$; λ_i 为梁的特征值; M 为梁的有效质量, 且

$$M = m_i L (\rho_m h_m W + n \rho_p h_p W) \quad (10)$$

式中: $m_i = 3/\lambda_i^4$ ^[12] 为梁第 i 阶模态时的几何参数; n 为压电陶瓷片数量; ρ 为材料密度。

各阶模态特征值及所对应 ψ 值如表 1 所示。

表 1 各阶模态特征值及所对应 ψ 值

i	λ_i	ψ_i
1	1.875 104 07	0.734 095 514
2	4.694 061 13	1.018 467 319
3	7.854 757 44	0.999 224 497
4	10.995 540 73	1.000 033 553
5	14.137 168 39	0.999 998 550
>5	$(2i-1)\pi/2$	≈ 1

联立式(3)、(5)、(7)可得, 压电悬臂梁在一阶谐振(即 $\omega = \omega_i, i=1$)状态下产生的电荷量为

$$Q = \int_A D_{31} dA = \int_A d_{31} E_p \epsilon_1 dA = \frac{429 W d_{31} E_p y_p \sqrt{M} y_0 \cos\left(\omega_i t - \frac{\pi}{2}\right)}{200 L \zeta} \quad (11)$$

在压电悬臂梁自由端振动位移最大, 即 $y_0 \cdot \cos\left(\omega_i t - \frac{\pi}{2}\right) = y_0$ 时, 其产生电量最大值, 将式(10)代入式(11)可得

$$Q = \frac{429 W d_{31} E_p y_p \sqrt{0.243 W L (\rho_m h_m + \rho_p h_p)} y_0}{200 L \zeta} \quad (12)$$

式中: $n=1$; W 为压电悬臂梁宽。

将式(12)代入高斯发散式 $U = Q^2/2C$ 可得压电悬臂梁的最大输出电能为

$$U_{out} = \frac{7 d_{31}^2 E_p^2 y_0^2 W^2 h^4 \alpha^2 \gamma^2 [\rho_m \alpha + \rho_p (1-\alpha)] (1-\alpha)}{50 \epsilon_{33}^T \zeta^2 L^2 (1-\alpha + \alpha \gamma)^2} \quad (13)$$

$$\text{压电悬臂梁等效电容 } C = \frac{\epsilon_{33}^T W L}{h_p} = \frac{\epsilon_{33}^T W L}{(1-\alpha)h}$$

1.2 压电悬臂梁所受机械能

梁固定端在持续外部激励作用下会产生振动, 在忽略机械损耗的情况下, 压电悬臂梁输入机械能可通过计算其动能获得。因每 1/2 周期压电悬臂梁会出现一次最大电能输出, 故输入机械能只需计算 1/2 周期内的平均动能即可, 即

$$U_{in} = \frac{2}{T} \int_0^{T/2} \frac{1}{2} M y_0^2 \omega^2 \sin^2(\omega_i t) dt = \frac{y_0^2}{4} K \quad (14)$$

其中压电悬臂梁等效刚度 K ^[13-14] 可近似简化为

$$K = \frac{A E_p W h^3}{4(1-\alpha + \alpha \gamma) L^3} \quad (15)$$

式中 $A = \alpha^4 (1-\gamma)^2 - 2\alpha(2\alpha^2 - 3\alpha + 2)(1-\gamma) + 1$ 。

1.3 压电悬臂梁能量转换效率

联立式(13)、(14), 并利用 $\eta = U_{out}/U_{in}$ 即可求得压电悬臂梁的最大 η 为

$$\eta = \eta^* \frac{\alpha^2 \gamma^2 (1-\alpha) [\rho_m \alpha + \rho_p (1-\alpha)]}{A(1-\alpha + \alpha \gamma)} \quad (16)$$

式中 $\eta^* = \frac{56 L d_{31}^2 E_p W h}{25 \epsilon_{33}^T \zeta^2}$ 。

2 数值模拟仿真与实验分析

对压电悬臂梁能量转换效率模型进行了数值模拟与试验分析, 并给出部分相关曲线。图 3 为试验测试系统。表 2 为压电悬臂梁性能参数, 其中谐振频率和阻尼比通过实验测试的方法获得。表 3 为压电陶瓷片及金属基板的相关性能参数。除特殊说明外, 计算和实验使用的压电悬臂梁的金属基板材料均为铜, 且自由端无质量块。



图 3 压电悬臂梁发电机测试系统

表2 压电悬臂梁性能参数

金属基板材料	结构	体积/mm ³	一阶谐振频率/Hz	阻尼比 ζ
铜	单晶	45×15×0.5	140	0.028 2
铝	单晶	45×15×0.5	125	0.032 0
钼	单晶	45×15×0.5	175	0.022 9

表3 材料性能参数

材料	$E/$ (GN/m)	$d_{31}/$ (pC/m)	$\epsilon_{33}^T/$ (nF/m)	$\rho/$ (g/cm ³)
铜	120.4			8.8
铝	73			2.7
钼	340			10.2
PZT-5H	82	-88.1	20	7.6

图4为利用MATLAB软件仿真模拟了压电悬臂梁发电机 η 与 α 、 γ 间的关系曲线。由图可看出,金属基板过厚或太薄、杨氏模量太小都不利于提高压电悬臂梁发电机转换效率,当 $\alpha=0.72$, $\gamma=1.46$ 时, η 取得最大值(9%)。

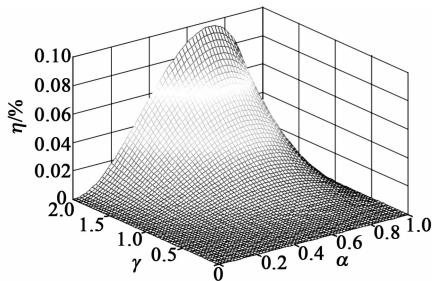
图4 η 与 α 、 γ 的关系

图5为不同金属基板材料的压电悬臂梁发电机在固定端受相同位移激励($y_0=1.5$ mm)时, η 与 α 间的关系。由图可知,不同金属基板材料的压电悬臂梁发电机均存在一个最佳 α 使其 η 最高,铜、铝、钼3种金属基板材料的最佳 α 分别为0.67、0.72、0.45;由图还可看出,金属基板太厚或太薄都不利于提高 η ,这与仿真模拟的结论一致。

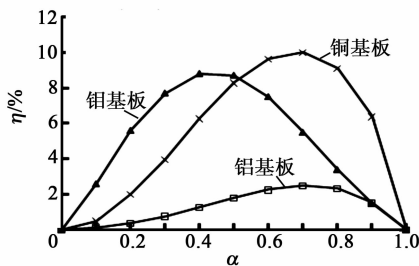
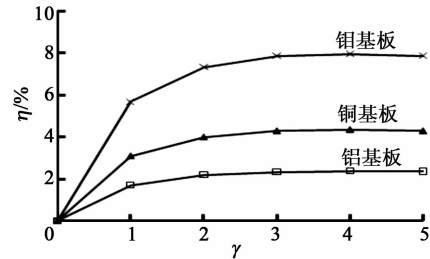
图5 η 与 α 的关系

图6为 $y_0=1.5$ mm及 $\alpha=0.5$ 时,不同金属基板材料压电悬臂梁发电机 η 与 γ 之间的关系曲线。由图可知,钼基板压电悬臂梁发电机 η 比铜、铝

基板的压电悬臂梁发电机 η 高。随着 γ 的增大,压电悬臂梁发电机 η 亦增高,这与仿真结果基本一致;当 $\gamma>4$ 时,压电悬臂梁发电机 η 变化不明显。因此,在基板材料选择时,要综合考虑金属基板材料性质对其 η 的影响。

图6 η 与 γ 的关系

3 结论

1) 压电悬臂梁发电机结构尺寸和金属基板材料性质对其 η 有较大影响,理论仿真与试验测试结果基本一致。

2) 压电悬臂梁发电机金属基板太薄或太厚均不利于提高其 η 。在金属基板材料不同时,存在最佳的厚度比使发电机 η 最高,铜、铝、钼3种金属基板材料的发电机最佳厚度比分别为0.67、0.72、0.45。

3) 压电悬臂梁发电机金属基板杨氏模量太小,不利于提高其 η 。在相同厚度比(0.5)条件下,随着杨氏模量比的增大,发电机的 η 亦增高;当杨氏模量比大于4时,发电机的 η 变化不明显。

通过本文的分析,为优化设计车轮轮毂振动条件下使用的压电振子提供了理论依据,进而为设计轮胎压力检测系统发射单元用压电发电机打下基础。

参考文献:

- [1] RUIZ GARCIA L, LUNADEI L, BARREIRO P, et al. A review of wireless sensor technologies and applications in agriculture and food industry: state of the art and current trends [J]. Sensors, 2009, 9(6): 4728-4750.
- [2] ARAMPATZIS T, LYGEROS J, MANESIS S, et al. A survey of applications of wireless sensors and wireless sensor networks [C]//Limassol, Cyprus: Proceedings of the 13th Mediterranean Conference on Control and Automation, 2005: 719-724.
- [3] MATEU L, MOLL F. Review of energy harvesting techniques and applications for microelectronics [C]// Sevilla, Spain: Proceedings of the VLSI Circuits and Systems II, 2005: 359-373.

(下转第703页)