DOI: 10.3901/JME.2021.09.089

压电式摩擦振动能量收集的试验研究与仿真分析*

王东伟¹ 刘明星¹ 吴 霄¹ 钱韦吉²

(1. 中国核动力研究设计院核反应堆系统设计技术重点实验室 成都 610213;

2. 西南石油大学机电工程学院 成都 610500)

摘要: 针对机械系统中普遍存在的摩擦振动现象, 结合试验分析和数值模拟的方法, 提出采用压电材料进行摩擦振动能量收集的新思路。本研究搭建了一种既能产生摩擦振动, 同时又能利用压电材料将振动能量转化为电能的试验装置, 摩擦学试验结果验证了利用压电材料实现摩擦振动能量收集的可行性。利用有限元软件 ABAQUS 对试验过程进行模拟, 首先采用复特征值分析法对压电式能量收集器的响应特性进行分析, 结果表明摩擦系统在法向和切向上出现的不稳定振动模态是实现摩擦振动能量收集的重要因素。采用瞬态动态分析法对摩擦系统的动力学响应进行模拟, 结果表明瞬态分析能够从时域上很好地模拟试验过程, 较大的法向载荷导致系统产生较强的摩擦振动, 从而导致压电材料变形位移增大, 进而输出较高的电压; 摩擦系统存在一定的临界速度, 使得系统能够产生最强的摩擦振动能量, 并对外输出最大电压信号; 进一步地, 本研究建立起摩擦与压电相互耦合的二自由度数学模型, 验证了摩擦振动能量收集的可行性, 并定性分析了法向载荷和运动速度对系统响应的影响。以上研究结果能为实现摩擦振动的能量收集提供理论依据。

关键词: 摩擦振动; 能量收集; 压电; 试验研究; 有限元分析

中图分类号: TH117

Experimental and Numerical Study on the Response Characteristics of Piezoelectric Energy Harvester via Friction-induced Vibration

WANG Dongwei¹ LIU Mingxing¹ WU Xiao¹ QIAN Weiji²

(1. Science and Technology on Reactor System Design Technology Laboratory, Nuclear Power Institute of China, Chengdu 610213;

2. School of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500)

Abstract: In view of the common phenomenon of friction-induced vibration in instruments, the feasibility of using piezoelectric method to collect friction-induced vibration energy is discussed by using experimental analysis and numerical simulation. In this work, an experimental device which can generate friction-induced vibration and simultaneously convert vibration energy into electrical energy by using piezoelectric materials is established. The experimental results verify the feasibility of using piezoelectric materials to collect friction-induced vibration energy. The experimental process is simulated in the finite element software ABAQUS. Firstly, the response characteristics of the piezoelectric energy collector are analyzed by using the complex eigenvalue analysis method. The results show that the unstable vibration mode in the normal direction and tangential direction of the friction system plays an important role in realizing the collection of friction-induced vibration energy. In addition, transient dynamic analysis is performed to detect the dynamic response of the friction system, the results show transient analysis can well simulate the test process in time domain. The larger normal load will cause the friction system to generate stronger vibration, resulting in the deformation displacement of piezoelectric materials increases, and accordingly output higher voltage. The friction system has a certain critical speed, which enables the system to produce the strongest friction vibration energy and output the maximum voltage signal. Furthermore, a two-degree-of-freedom mathematical model which couples the friction and piezoelectric is established, results verify the feasibility of the energy harvesting via friction-induced vibration, and qualitatively analyzes the influence of normal load and velocity on the

* 国家自然科学基金资助项目(51505396)。20200521 收到初稿, 20210118 收到修改稿

system response. The above results can provide theoretical basis for energy collection of friction vibration.

Key words: friction-induced vibration; energy harvesting; piezoelectric; experimental study; finite element analysis

0 前言

在一定工况下,两个相互接触的物体在相对运动过程中,可能产生摩擦自激振动的现象^[1-2]。由于摩擦振动的存在对机械系统的运行精度产生不良的影响,因此关于摩擦振动的研究工作主要集中在揭示它的产生机理和提出有效的抑制手段,而关于摩擦振动的利用、收集和转换的研究却鲜见报道^[3-6]。

目前,随着无线技术和微机电系统(Micro electro-mechanical systems, MEMS)的飞速发展,利用环境振动能量来开发自供电技术引起了广泛的关注^[7-9]。将振动能量转化为电能的方法主要有四种,即:压电法、电磁法、静电法和摩擦电法^[10]。其中,压电能量收集法凭借较高的功率密度,且不依赖于外部磁场或电源,受到研究者的广泛关注^[11-14]。然而,环境振动能量收集的实现过于依赖于环境频率,尤其是当能量收集器的共振频率与环境振动频率差别较大而无法形成有效共振时,产生的能量输出和转换效率将大幅下降^[14]。考虑到在实际工况下,环境振动是随机的,且其频率变化范围极广,因此很难设计出一种有效的能量收集器来匹配所有的环境振动频率^[15]。

因此,本研究提出了一种振动能量收集的新思路,即:转换某种不需要依赖于环境的振动能量,如摩擦自激振动。通过将压电元件引入摩擦系统,利用系统产生的摩擦振动来引起压电元件发生形变,进而转换为电能。该能量转换过程并不依赖于外界环境振动频率。基于以上考虑,本研究研制了一种较易产生摩擦振动现象的试验台,通过在试验台中引入压电原件,实现对摩擦振动能量的收集和转换。利用有限元软件 ABAQUS 对试验过程进行模拟分析,探讨了压电式摩擦振动能量收集的行为特性。进一步地,建立起一个摩擦与压电相互耦合的二自由度数学模型,定性探讨不同工况参数对摩擦振动能量收集行为的影响。研究结果对实现机械设备中的摩擦振动能量收集具有理论指导意义。

1 试验装置与试验结果分析

1.1 试验装置设计

本研究设计的试验装置基于摩擦学研究中常见的片—盘摩擦系统,即在摩擦片和摩擦盘之间建立

滑动摩擦接触。试验装置如图 1 所示。该装置机械结构简单,在接触面上能较容易地出现摩擦振动现象,从而保证测试结果具有较高的重复性。摩擦盘(Q345 钢,内径 80 mm,外径 316 mm,厚度 15 mm)通过伺服电机驱动,在水平面上以恒定速度转动;气动加载系统提供定值法向载荷,使负载推杆通过线性轴承带动摩擦片(复合材料,长=60 mm,宽=40 mm,高=20 mm)和摩擦盘建立接触。采用三维加速度传感器测量系统在摩擦过程中产生的振动加速度信号。

两根叶片弹簧(304 不锈钢,40 mm×16 mm×0.3 mm)黏结在摩擦片夹具上,其中弹簧 S1 用于吸收摩擦系统的法向振动,弹簧 S2 用于吸收摩擦系统的切向振动。压电贴片(PZT-5A,17 mm×16 mm×0.25 mm)由基板、压电陶瓷和银电极组成,通过黏接剂粘接在每个弹簧上。当摩擦振动发生时,压电贴片随着叶片弹簧的运动发生变形,因此每个弹簧片子系统都可以看作是压电能量收集器。用示波器测量并记录摩擦过程中产生的电压信号,相应的采集电路原理图如图 1 所示。

图 1 压电式摩擦振动能量收集装置示意图

在正式试验开始前,本研究通过不断变化载荷和摩擦盘转动速度,寻找比较容易产生摩擦振动现象的系统运行工况参数。最终确定正式试验中,法向载荷为 725 N,转速为 40 r/min,外加负载为 30 k Ω ,试验时间为 60 s。

1.2 试验结果分析

图 2a、2b 所示为摩擦系统在稳定时间段(50~60 s),法向和切向振动加速度信号和输出电压信号。可见两个方向的振动信号在这段时间内均出现了强烈的波动,这表明摩擦振动同时出现在系统的两个方向上。此外,由于摩擦振动引起叶片弹簧和 PZT 片发生运动和形变,因此摩擦系统在这两个方向上

的输出电压也呈现出明显持续的波动，最大输出幅值可达 2 V。以上研究结果表明，当系统产生摩擦振动时，系统的振动能量可以通过压电转换机制成为电能。对振动信号和输出电压信号进行快速傅里叶变换(Fast Fourier transform, FFT)变换，可见系统振动信号和电压信号的波动主频均为 358 Hz，这进一步证实了摩擦振动与输出电压的关系密切，并验证了利用摩擦振动获取电能的可行性。

图2 系统振动加速度信号、输出电压信号和信号 FFT 分析

2 有限元模拟分析

2.1 建立有限元模型

根据部件的真实几何尺寸建立试验系统的有限元模型，如图 3 所示。该模型的组成部件主要有：顶部件、轴承、推杆、力学传感器、支架、摩擦片、摩擦盘、两个叶片弹簧和两个 PZT 片。并设置相应的边界条件：约束模型顶部件的顶面在 X 和 Z 方向的平移自由度，以及该面在 X、Y、Z 三个方向的转动自由度，仅保留顶面在 Y 方向上的平移自由度，从而使得法向载荷施加于顶部件表面后，摩擦片向下运动与摩擦盘之间建立接触；约束摩擦盘的轴孔面在 X、Y 和 Z 方向的平移自由度，以及该面在 X 和 Z 两个方向的转动自由度，仅保留轴孔面在 Y 方向上的转动自由度。对该轴孔面施加一定的转动速

度，使摩擦盘绕 Y 轴以恒定速度旋转，从而使摩擦片和摩擦盘之间建立相对摩擦运动。采用 Tie 约束，绑定叶片弹簧与 PZT 贴片，使二者不发生相对运动。在每个 PZT 贴片的中心区域设置一个观察点，用于观察摩擦系统输出的电压信号。模型采用 8 节点六面体单元(C3D8)进行网格划分。各部件材料属性是基于其实际名义值，具体参数如表 1 和表 2 所示。

图3 试验系统有限元模型

表 1 模型中各部件的材料参数

部件	密度/(kg/m ³)	弹性模量/GPa	泊松比
顶部件	7 670	196	0.3
轴承	7 800	172	0.3
推力杆	7 670	196	0.3
力传感器	7 800	196	0.3
摩擦片夹具	7 800	190	0.3
摩擦片背板	7 800	190	0.3
摩擦片材料	4 000	30	0.3
摩擦盘	7 800	220	0.3
叶片弹簧	7 800	206	0.3

表 2 PZT-5A 材料参数

参数	取值
常数	$E_1=60.61 \text{ GPa}$ $\nu_{12}=0.512$ $G_{12}=23.0 \text{ GPa}$ $E_2=48.31 \text{ GPa}$ $\nu_{13}=0.289$ $G_{13}=23.5 \text{ GPa}$ $E_3=60.61 \text{ GPa}$ $\nu_{23}=0.408$ $G_{23}=23.0 \text{ GPa}$
压电耦合矩阵	$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 741 & 0 & 0 \\ -274 & 593 & -274 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 741 \end{bmatrix} \text{ m/V}$
电介质矩阵	$\begin{bmatrix} 1.505 & 0 & 0 \\ 0 & 1.301 & 0 \\ 0 & 0 & 1.505 \end{bmatrix} 10^{-8} \text{ frad/m}$

2.2 复特征值分析

2.2.1 复特征值分析原理

复特征值分析用于预测摩擦系统的频域振动特性，通过建立系统的动力学方程，求解系统在摩擦作用下的特征值，并根据特征值的大小对系统的稳定性和振动频率进行预测^[16]。假设系统动力学方程

表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = 0 \quad (1)$$

式中, $\mathbf{M}$ 为质量矩阵, $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵, $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵。在摩擦力作用下, $\mathbf{K}$ 为不对称矩阵。假设式(1)的解表达式为 $\mathbf{x}(t) = \{\boldsymbol{\varphi}\} \exp(\lambda t)$ 代入式(1)中可得

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{C} + \mathbf{K})\{\boldsymbol{\varphi}\} = 0 \quad (2)$$

λ 即为系统特征值, $\{\boldsymbol{\varphi}\}$ 是所对应的特征向量。由于 $\mathbf{K}$ 是不对称矩阵, 因此系统的特征值将表现为复数形式, 可表示为

$$\lambda_m = \alpha_m + j\omega_m \quad (m=1, 2, 3, \dots, N) \quad (3)$$

其中 α 是复特征值 λ 的实部, 虚部 ω 是系统振动频率。因此式(1)的通解可以表示为

$$\mathbf{x}(t) = \sum_{m=1}^N \{\boldsymbol{\varphi}\}^m \exp(\lambda_m t) = \sum_{m=1}^N \{\boldsymbol{\varphi}\}^m \exp((\alpha_m + j\omega_m)t) \quad (4)$$

当复特征值实部 α_m 为正时, 系统振幅逐渐增大, 产生持续的摩擦振动。定义阻尼比 ξ 表达式为

$$\xi = -2\alpha_m / \omega_m \quad (5)$$

可见当 ξ 为负数时, 系统将出现摩擦振动现象。

2.2.2 复特征值分析结果与讨论

在系统产生持续稳定的振动信号同时, 本研究提取切向力信号和法向力信号, 并通过求商得到摩擦因数。该摩擦因数为波动信号, 但是波动幅值较弱且处于 0.4~0.5 之间。因此, 在本研究中采用摩擦因数均值 0.45 进行复特征值分析验证。图 4 所示为当摩擦因数为 0.45 时, 摩擦系统负阻尼比分布情况。可见系统在频率为 343.91 Hz 处出现了一个负阻尼比值(≈ -0.01), 这说明摩擦系统在该工况下可能出现频率为 343.91 Hz 的摩擦振动现象。对比试验结果可知, 通过复特征值分析得到的振动频率与试验测试得到的振动频率 358 Hz 非常接近, 二者之间的微小差异可以归结于有限元模型的局部简化。总体而言, 本研究建立的有限元模型能较好地反映摩擦系统的动力学性能。

图 4 摩擦系数为 0.45 时系统负阻尼比

图 5 所示为摩擦系统在 343.91 Hz 处的不稳定振动模态。可见系统的振动模态主要表现为推杆的弯曲变形和摩擦片在摩擦盘表面的运动。值得注意的是, 两个叶片弹簧在该模态下均表现出明显的弯曲运动, 其中弹簧 S1 沿 y 方向(法向)发生弯曲, 弹簧 S2 沿 x 方向(切向)发生弯曲。这一现象表明, 在摩擦激励下, 附着在弹簧 S1 上的 PZT 贴片将沿着法向发生变形, 从而将法向的摩擦振动能量转换为电能; 同理, 附着在弹簧 S2 上的 PZT 贴片将沿着切向发生变形, 从而将切向的摩擦振动能量转换为电能。复特征值分析结果进一步证实了利用压电法实现摩擦振动能量收集的可行性。

图 5 振动频率为 343.91 Hz 时摩擦因数的振动模态

2.3 隐式动态分析

2.3.1 隐式动态分析原理

在隐式积分过程中, 节点受到的内力可以表示为节点受到的外力减去节点惯性力, 即^[17]

$$\{f\} = \{F\} - \rho\{\ddot{u}\} \quad (6)$$

式中, f 为节点内力; F 为节点外力, $\rho\ddot{u}$ 表示为节点惯性力, 其中 ρ 为节点的材料密度, u 为节点振动位移。将式(6)写成虚功表示形式, 即

$$\int_V f \cdot \delta_v dV = \int_V F \cdot \delta_v dV - \int_V \rho \ddot{u} \cdot \delta_v dV \quad (7)$$

式中, $\ddot{u}$ 为节点加速度, δ_v 表示相对速度变化量, V 为模型体积。ABAQUS 采用中心差分法计算出 $\ddot{u}$ 。在 ABAQUS 中进行隐式动态分析的过程主要有以下两步: 首先, 施加法向载荷在顶部件表面, 使得摩擦片和摩擦盘之间建立摩擦接触; 随后, 隐式积分求解器对系统在运动状态的响应进行计算。

2.3.2 试验过程动态模拟

图 6 所示为模拟摩擦系统在切向和法向的振动加速度信号和输出电压信号。可以看出, 摩擦过程中系统的振动加速度信号在两个方向上均表现出持续的强烈振荡, 表明摩擦系统产生了明显的摩擦振动现象。此外, 可以观察到这两个方向的输出电压也呈现出剧

烈的波动,说明系统在摩擦振动产生的过程中持续输出交变电压,从而实现从摩擦振动能量到电能的转换。隐式动态分析结果很好地模拟了试验现象,并进一步验证了利用摩擦振动获取电能的可行性。

图6 模拟系统振动加速度信号和输出电压信号

对系统模拟振动加速度信号进行时频特性分析,结果如图7所示。可以看出,系统振动出现了334.4 Hz的主频,该值与试验测试得到的系统振动频率(358 Hz)以及复特征值分析预测的振动频率(343.91 Hz)非常接近,这进一步说明了本研究所建立的有限元模型能较好地反映摩擦系统的动态特性和输出电压特性。三者频率的差异是由于有限元模型中局部区域进行了简化(尖角位置),紧固连接区域设置为 Tie 约束等。

(a) 法向振动信号时频分析

(b) 切向振动信号时频分析

图7 模拟振动加速度信号时频分析

进一步地,对系统在不同时刻的位移云图和输出电压云图进行对比分析,结果如图8所示。可见在摩擦过程中,由于系统出现了强烈且持续的摩擦自激振动,使得两个叶片弹簧(S1 和 S2)在法向和切向上均发生一定程度的摆动,从而带动 PZT 片产生形变。基于压电材料工作原理,该形变使得 PZT 的位移信号以电信号输出,因此在法向和切向上均出现了随时间波动的电压信号。此外,可以看出弹簧片 S2 的变形程度明显大于弹簧片 S1,这也对应系统在切向的振动强度大于法向振动强度,因此在切向上的输出电压大于法向输出电压(图 8b)。

图8 位移和输出电压在不同时刻变化云图

2.4 系统动态响应的参数化研究

2.4.1 法向载荷对系统动态响应的影响

大量研究表明,法向载荷会影响摩擦系统的模态耦合特性,进而对系统的稳定性产生重要影响^[18]。本部分对不同法向载荷下,系统动态响应和输出电压的行为进行对比分析,结果见图9。当法向载荷为 560 N 时,摩擦系统的切向和法向振动信号的幅值较低,说明系统产生摩擦振动的强度较弱,相应的输出电压幅值较为微弱。随着法向荷载逐渐增大,系统振动强度逐渐增强,摩擦自激振动现象愈发显著。因此,在法向和切向两个方向上都能观察到幅值较大的电压输出。这一现象表明,法向荷载能显著影响系统摩擦振动特性,进而影响摩擦振动能量收集行为。

图9 不同法向载荷下系统振动信号和输出电压信号

考虑到电压的产生是由于压电材料的形变所导致,因此本部分对两个弹簧片在切向和法向两个方向上的位移信号进行分析,结果如图10所示。可以看出,法向载荷增大使得弹簧片2在切向方向上的位移幅值同步增大,因此系统切向输出电压随之增大。同理,较大的法向载荷加剧了弹簧片1在法向方向上的位移形变程度,因此系统法向输出电压也随之增大。综合以上分析可得,在本研究中,法向载荷越大,系统摩擦振动强度愈发剧烈,从而导致弹簧片的法向位移和切向位移也随之增大,进而使得系统在两个方向上的电压输出幅值随之增大。

图10 不同法向载荷下弹簧片的位移变形信号

2.4.2 速度对系统动态响应的影响

本部分对不同相对运动速度下,摩擦系统振动能量收集行为进行研究。图11为当摩擦盘以不同速

度运行时,摩擦系统的振动加速度和输出电压信号。可以看出,在一定转速范围内(10~40 r/min),系统振动加速度信号的波动幅值随着摩擦盘转动速度的增加而增大,这说明摩擦系统产生摩擦振动的强度逐渐增大,相应地,输出电压信号也逐渐变大,说明在此速度范围内收集到的摩擦能量逐渐增加。当摩擦盘转动速度进一步增大至60 r/min时,明显可见振动加速度信号的幅值开始降低,相应地电压输出幅值变小,这表明当相对运动速度大到一定程度时,摩擦系统趋于稳定,不再出现明显的高强度摩擦振动现象出现,因此摩擦振动的能量转化为电能的现象非常微弱。这也进一步验证了摩擦振动通常发生在相对运动速度较低的工况下。

图11 不同速度下系统振动加速度信号和输出电压信号

综合以上分析,可以推测,摩擦系统存在一个临界相对运动速度值,使得摩擦系统产生强度最大的摩擦振动,并对外输出最高的电压。

3 摩擦振动能量收集数学系统

3.1 二自由度数学系统

本部分提出一种用于实现摩擦振动能量收集的二自由度数学系统,如图12所示。该系统是在传统的摩擦系统中引入了压电单元^[19],从而构建摩擦运

动和压电之间的耦合动力学模型。滑块 M 放置在以恒定速度 v_0 运动的皮带上。弹簧 k_1 和阻尼器 c_1 沿切线方向(x 方向)与滑块连接, 阻尼器 c_2 沿法线方向(y 方向)与滑块相连。沿 x 方向和 y 方向分别引入压电元件 Piezo-1 和 Piezo-2(加载电阻 R)。两个压电元件可以通过应变来响应系统的振动, 从而将在 x 和 y 方向上振动能量进行转换。弹簧 k_3 与滑块相对于切线方向的连接角度为 135° , 从而提供了 x 方向和 y 方向的耦合运动。另外, 分别以线性弹簧 k_2 和立方弹簧 k_{nl} 模拟摩擦副之间的接触刚度。法向载荷 F 沿 y 方向作用在滑块上。

图 12 二自由度数学系统

因此, 系统的动力学方程可以表示为式(8)所示。式中, 参数 α_1 和 α_2 分别定义为 Piezo-1 和 Piezo-2 的力因子; C_{p1} 和 C_{p2} 分别表示由 Piezo-1 和 Piezo-2 产生的电容; V_x 和 V_y 分别表示由 Piezo-1 和 Piezo-2 产生的电压。

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{V}_x \\ \ddot{V}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_2 & 0 & 0 \\ \alpha_1 & 0 & -C_{p1} & 0 \\ 0 & \alpha_2 & 0 & -C_{p2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{V}_x \\ \dot{V}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + \frac{k_3}{2} & -\frac{k_3}{2} + \mu k_2 & \alpha_1 & 0 \\ -\frac{k_3}{2} & k_2 + \frac{k_3}{2} & 0 & \alpha_2 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{R_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{R_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ V_x \\ V_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \mu k_{nl} & 0 & 0 \\ 0 & k_{nl} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x^3 \\ y^3 \\ V_x^3 \\ V_y^3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -F \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

3.2 法向载荷对系统响应的影响

利用该模型对不同法向载荷下的系统动态响应

进行对比分析。需要说明的是, 本研究目的并不是为了重复再现上述试验和有限元分析结果, 而是通过该二自由度系统对参数影响进行定性分析, 并对上述结果给出合理解释。因此, 本系统所采用的参数并非试验实际值, 但是依然能对试验现象的本质进行解释说明。计算参数值设置参考文献[20], 如表 3 所示。

表 3 系统中各参数值设定^[20]

参数名称	取值	参数名称	取值
滑块质量 M/kg	0.08	弹簧 $k_3/(\text{N/m})$	600
弹簧 $k_1/(\text{N/m})$	890	力因子 $\alpha_1/(\text{N/V})$	0.000 36
弹簧 $k_{nl}/(\text{N/m})$	1200	力因子 $\alpha_2/(\text{N/V})$	0.000 36
弹簧 $k_2/(\text{N/m})$	500	电容 C_{p1}/F	1.79×10^{-7}
速度 $v_0/(\text{m/s})$	0.01~0.2	电容 C_{p2}/F	1.79×10^{-7}
电阻 $R_1/\text{k}\Omega$	100	阻尼 $c_1/(\text{Ns/m})$	0.077
电阻 $R_2/\text{k}\Omega$	100	阻尼 $c_2/(\text{Ns/m})$	0.077
法向载荷 F/N	20/40/80	摩擦系数	$\mu_k=0.7/\mu_s=0.9$

图 13 和图 14 所示为当 $v_0=0.1 \text{ m/s}$ 时, 不同法向载荷作用下, 系统位移和输出电压信号图。在切向方向上, 当法向载荷逐渐增大时, 系统振动位移

(a) 切向位移信号

(b) 切向输出电压信号

图 13 不同法向载荷下系统切向位移信号和切向输出电压信号

图 14 不同法向载荷下系统法向位移信号和法向输出电压信号

明显增加, 出现了持续显著的摩擦自激振动现象, 相应的输出电压明显增大(图 13)。在法向方向上, 虽然位移幅值随法向载荷的增大变化不太显著, 但是依然可以看出法向载荷的增大使得法向输出电压信号幅值有所增大(图 14)。这主要是由于本系统的法向接触刚度较大, 使得法向位移变化不如切向位移变化那般敏感。但是以上分析结果表明, 系统摩擦动力方程和压电方程存在耦合, 可以将摩擦振动的能量转化为电压输出, 同时以上结果也定性说明, 增大法向载荷可以加剧系统振动强度, 输出更大幅值的波动电压, 与图 9 所示的有限元分析结论相一致。

3.3 速度对系统响应的影响

图 15 所示为当法向载荷为 40 N 时, 不同运动速度下, 系统振动位移信号和输出电压信号对比分析图。可以看出, 随着皮带运动速度的增大(0.05~0.1 m/s), 系统法向和切向的振动位移幅值和输出电压信号有明显的增大。但是, 当皮带运动速度进一步增大至 0.2 m/s 时, 系统振动位移信号在两个方向上的幅值明显变小, 这说明摩擦系统在较高的相对运动速度下趋于稳定。相应地, 两个方向上的电压输出信号出现了大幅度的下降, 表明摩擦振动能量

转换为电能的程度明显降低。该数值计算结果定性验证了速度对摩擦振动能量收集行为的影响, 与有限元分析结果(图 11)一致, 即: 摩擦系统存在一定的临界速度, 使得系统能够产生最强的摩擦振动能量, 并对外输出最大电压信号。

图 15 不同相对速度下系统振动信号和输出电压信号

4 结论

本研究结合试验和数值分析的方法研究了压电式摩擦振动能量收集的行为特性, 获得的主要结论如下。

(1) 搭建摩擦振动能量收集试验系统, 通过在试验系统中引入带有压电材料的叶片弹簧, 吸收法向振动和切向振动的能量, 并将其转换为电能, 验证了利用压电法实现摩擦振动能量收集的可行性。

(2) 复特征值分析结果验证了摩擦振动过程中, 弹簧在切向和法向上的变形模态是实现摩擦振动能量收集的重要因素。隐式动态分析在时域上很好地模拟试验系统的振动和电压输出行为, 并验证了较大的法向载荷会引起更高强度的振动并输出较大的电压。摩擦系统存在产生最大振幅振动和最大输出电压的临界驱动速度。

(3) 建立了摩擦与压电相互耦合的二自由度数学模型, 验证了摩擦振动能量收集的可行性, 采用

数值分析证明了增大法向载荷可以使摩擦系统输出更大幅值的波动电压, 且摩擦系统存在一定的临界速度, 使得系统能够产生最强的摩擦振动能量。该分析结果与有限元分析结果一致。

(4) 该装置建立的主要目的是为了证明摩擦振动可以通过压电材料进行能量收集。其次, 该装置可在一定程度上模拟汽车/列车制动系统的摩擦运动, 因为二者均是通过摩擦盘和摩擦片的运动实现一定的功能, 且都出现有摩擦振动的现象。基于该试验现象与分析结果, 结合真实的制动系统, 可以考虑在制动器特定位置引入一定的压电材料, 实现摩擦振动能量的收集与转换。

参 考 文 献

- [1] 陈光雄, 周仲荣. 摩擦振动的时频特性[J]. 机械工程学报, 2006, 42(2): 1-5.
CHEN Guangxiong, ZHOU Zhongrong. Time-frequency characteristics of friction-induced vibration [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(2): 1-5.
- [2] 张立军, 刁坤, 孟德建, 等. 摩擦引起的振动和噪声研究现状与展望[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2013, 41(5): 765-772.
ZHANG Lijun, DIAO Kun, MENG Dejian. Friction-induced vibration and noise research: the status quo and its prospect[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2013, 41(5): 765-772.
- [3] GHAZALY N M, EI-SHARKAWY M, AHMED I. A review of automotive brake squeal mechanisms[J]. Journal of Mechanical Design and Vibration, 2014, 1(1): 5-9.
- [4] 王安宇, 王东伟, 范志勇, 等. 表面沟槽与润滑剂协同作用对摩擦振动和噪声特性的影响[J]. 表面技术, 2019, 48(8): 16-22.
WANG Anyu, WANG Dongwei, FAN Zhiyong, et al. Synergistic effect of surface groove and lubricant on friction-induced vibration and noise characteristics[J]. Surface Technology, 2019, 48(8): 16-22.
- [5] STENDER M, DI BARTOLOMEO M, MASSI F, et al. Revealing transitions in friction-excited vibrations by nonlinear time-series analysis[J]. Nonlinear Dynamics, 2019, 98: 2613-2630.
- [6] 王东伟, 莫继良, 王正国, 等. 沟槽结构化表面影响摩擦振动噪声机理[J]. 机械工程学报, 2013, 49(23): 16-22.
WANG Dongwei, MO Jiliang, WANG Zhengguo, et al. mechanism of the effect of groove-textured surface on the friction vibration and noise[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(23): 16-22.
- [7] STEPHEN N G. On energy harvesting from ambient vibration[J]. Journal of Sound and Vibration. 2006, 293(1-2): 409-425.
- [8] WEI C F, JING X J. A comprehensive review on vibration energy harvesting: Modelling and Realization[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2017, 74: 1-18.
- [9] PRIYA S, INMAN D J. Energy harvesting technologies[M]. Springer: New York, 2008.
- [10] 张允, 王战江, 蒋淑兰, 等. 振动能量收集技术的研究现状与展望[J]. 机械科学与技术, 2019, 38(7): 985-1018.
ZHANG Yun, WANG Zhanjiang, JIANG Shulan, et al. Retrospectives and perspectives of vibration energy harvesting technology[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2019, 38(7): 985-1018.
- [11] PRIYA S, SONG H C, ZHOU Y, et al. A review on piezoelectric energy harvesting: materials, methods, and circuits energy[J]. Energy Harvesting and Systems, 2017, 4(1): 3-39.
- [12] SODANO H A, INMAN D J, PARK G. A review of power harvesting from vibration using piezoelectric materials[J]. Shock and Vibration Digest, 2004, 36: 197-205.
- [13] KIM H S, KIM J H, KIM J. A review of piezoelectric energy harvesting based on vibration[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing volume, 2011, 12: 1129-1141.
- [14] LIU H C, ZHONG J W, LEE C K, et al. A comprehensive review on piezoelectric energy harvesting technology: Materials, mechanisms, and applications[J]. Applied Physical Review, 2018, 5: 041306.
- [15] TWIEFEL J, WESTERMANN H. Survey on broadband techniques for vibration energy harvesting[J]. Journal of Intelligent Materials Systems and Structures, 2013, 24(11): 1291-302.
- [16] ABUBAKAR A R, OUYANG H. Complex eigenvalue analysis and dynamic transient analysis in predicting disc brake squeal[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2006, 2(2): 143-155.
- [17] QIAN W J, CHEN G X, OUYANG H, et al. A transient

- dynamic study of the self-excited vibration of a railway wheel set-track system induced by saturated creep forces[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2014, 52(9): 1115-1138.
- [18] LIU P, ZHENG H, CAI C, et al. Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method[J]. *Applied Acoustics*, 2007, 68(6): 603-615.
- [19] HINRICHS N, OESTREICH M, POPP K. On the modelling of friction oscillators[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1988, 216(3): 435-459.
- [20] TADOKORO C, MATSUMOTO A, NAGAMINE T, et al. Piezoelectric power generation using friction-induced vibration[J]. *Smart Material and Structure*, 2017, 26: 065012.

作者简介: 王东伟(通信作者), 男, 1988 年出生, 博士, 工程师。主要研究方向为摩擦振动, 能量收集, 机械系统动力学。

E-mail: dongwei1013@sina.cn