

文章编号 1004-924X(2012)09-2051-09

悬臂梁陀螺仪机械性能优化及系统实现

刘宇^{1*}, 段耀宇¹, 刘利¹, 潘英俊²

(1. 重庆邮电大学 光电工程学院, 重庆 400065;

2. 重庆大学 光电工程学院, 重庆 400044)

摘要: 为了提高悬臂梁振动陀螺仪在惯性测量系统中的测量精度, 改进了悬臂梁振动陀螺仪的敏感结构, 开发了基于该陀螺仪的测量系统, 研究了改进悬臂梁陀螺仪的结构特性、温度特性、零位漂移和线性度。首先, 根据悬臂梁振动陀螺仪的工作原理分析了影响其测量精度的原因。针对原有悬臂梁振动陀螺仪压电片耦合结构的不足提出了一种新的压电片耦合结构。接着, 结合 50、60、100 mm 悬臂梁和 ANSYS 软件对改进结构进行了建模仿真, 证明了新结构的工程可行性。最后, 基于改进结构制作了陀螺仪样机, 并进行了相关的测试实验。仿真实验和样机实验表明, 改进后的陀螺仪灵敏度平均提高了 8.73%, 25℃时的零位漂移平均下降了 30.5%, 温度漂移平均降低了 10%, 证明了新结构陀螺仪在工程应用中的可行性。

关键词: 悬臂梁陀螺仪; 机械性能; 镶嵌式耦合; 惯性测量

中图分类号: TH825 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20122009.2051

Mechanical performance optimization and system implementation of cantilever beam gyroscope

LIU Yu^{1*}, DUAN Yao-yu¹, LIU Li¹, PAN Ying-jun²

(1. Department of Optoelectronics Engineering, Chongqing University of Posts and Telecommunications, Chongqing 400065, China;

2. Department of Optoelectronic Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

* Corresponding author, E-mail: liuyu_cqupt@yahoo.com.cn

Abstract: To improve the measurement accuracy of a cantilever vibration gyroscope in an inertial measurement system, the sensitive structure of the cantilever vibration gyroscope was modified and a measurement system was developed based on the gyroscope. The structural and temperature characteristics of the improved gyroscope were analyzed and the zero drift and linearity were researched in detail. Firstly, the reasons that affect the gyroscope measurement accuracy were analyzed base on the working principle of the cantilever vibration gyroscope. According to the insignificance of the piezoelectric film coupling structure of the original cantilever vibration gyroscope, a new piezoelectric film coupling structure was proposed. Then, the new structure was simulated by ANSYS software combined with 50, 60, 100 mm cantilevers to prove its engineering feasibility. Finally, a prototype of the

收稿日期: 2012-04-17; 修订日期: 2012-06-05.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No. 51175535); 国家科技创新基金资助项目(No. 10C26215113044); 重庆市教委科技项目基金资助项目(No. KJ110507); 重庆市自然科学基金重点项目(No. CSTC-2012jjB40003)

gyroscope based on the new structure and test performance was produced in a laboratory. Simulation and prototype experiments show that the average sensitivity of the new structure gyroscope increases by 8.73%, and the average zero drift and temperature drift decrease by 30.5% and 10%, respectively when the temperature is 25°C. These results prove that the improved cantilever vibration gyroscope can be used in engineering practices.

Key words: cantilever vibration gyroscope; mechanical performance; mosaic coupling; inertial measurement

1 引言

过去几十年,振动陀螺仪已经在航空航天、制动控制、随钻测井等领域得到了广泛应用^[1-2]。实际振动陀螺仪的应用领域远不止这些。随着汽车电子、消费电子、工业机器人等产品对低价陀螺仪需求的增加,悬臂梁振动陀螺仪以其质量轻、成本低、可靠性高、寿命长等优点成为陀螺仪研究领域的热点之一^[3-4]。然而,受器件结构、加工水平、封装方式和信号处理等影响,悬臂梁振动陀螺仪仅在中、低精度惯性测量领域得到应用^[5]。限制其测量精度的主要原因是敏感结构引起的灵敏度偏低、零位稳定性不佳以及耦合误差、质心偏移误差等^[6-7]。目前,针对该问题的主要解决方法是软件补偿和组合滤波算法的有效应用^[8-9]。对敏感结构的研究主要集中在悬臂梁均匀度的优化、抗冲击性的改善和封装工艺的改进等,通过改变压电片耦合结构从而优化该种陀螺仪机械性能的研究在相关文献中并未见到。悬臂梁振动陀螺仪中压电片耦合结构直接影响着陀螺仪的悬臂梁节点选取、零位稳定性、耦合误差等^[10]。因此,开展压电片耦合方式的研究对提高该种陀螺仪测量精度有十分重要的意义。

悬臂梁振动陀螺仪的输出特性主要由梁的最大振幅、品质因数、驱动面和敏感面的谐振频率等因素决定^[11]。通过研究压电片耦合方式对上述因素的影响,本文提出了一种压电片采用镶嵌耦合的新耦合结构,该结构是对原有压电片粘贴耦合结构的一种改进。首先,结合 50、60、100 mm 悬臂梁,从理论上分析了新结构对陀螺仪性能的影响,结果表明新结构陀螺仪的悬臂梁振动节点更靠近其理想振动节点。其次,采用 ANSYS 对新敏感结构进行了建模与仿真,仿真结果证明了

新结构的可行性。最后,采用新结构制作了陀螺仪样机,结合课题组开发的陀螺仪信号处理系统对样机做了零漂试验、温漂实验,并对新结构陀螺仪进行了标定和线性度分析。实验结果表明,相比于原有结构陀螺仪,新结构的陀螺仪无论是零位稳定性,还是温度漂移和线性度都有显著改善,从而证明了新结构陀螺仪在工程应用中的可行性,优化了悬臂梁振动陀螺仪的机械性能。

2 悬臂梁陀螺仪的工作原理

悬臂梁振动陀螺仪的敏感结构如图 1 所示,其主要部件是一根合金梁、4 个耦合在合金梁上的压电片和两根小的支撑梁^[11]。

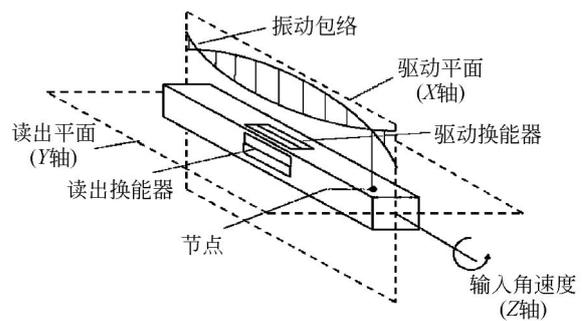


图 1 陀螺仪敏感结构

Fig. 1 Sensitive structure of gyroscope

其工作原理是利用耦合在 X 轴向上的压电片驱动悬臂梁产生一个高速谐振,当悬臂梁绕 Z 轴以一定的角速度旋转时,由于哥氏效应,在 Y 轴方向会产生一个相应的振动,利用耦合在 Y 轴向上的正压电片将 Y 轴方向的振动转换为可测的电压信号,从而实现输入角速度的测量。

理想情况,悬臂梁驱动面和敏感面对应的动力学方程为:

$$\frac{1}{m} \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & -2\omega_z \\ 2\omega_z & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\omega_z^2 - \omega_c^2 & \\ \omega_c & -\omega_z^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}, \quad (1)$$

式中: ω_z 为输入角速度, \ddot{x}, \ddot{y} 为梁上质点相对于惯性空间的加速度, \dot{x}, \dot{y} 为其速度。合力 F_x 和 F_y 由梁的约束力、阻尼力和由电、磁或机械换能器所产生的外力所组成。若所有的运动幅度都很小,则 y 和 x 方向的阻尼力和约束力互不相关。因此

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} f_x \\ f_y \end{pmatrix}}_{\text{换能器力}} - \underbrace{\begin{pmatrix} C_x & \\ & C_y \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix}}_{\text{阻尼力}} - \underbrace{\begin{pmatrix} K_x & \\ & K_y \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}}_{\text{约束力}}, \quad (2)$$

式中: C_x, K_x, C_y, K_y 分别表示驱动轴的阻尼系数、弹性刚度,敏感轴的阻尼系数、弹性刚度。将式(1)、(2)合并可得梁在 Y 方向上的运动方程为:

$$\frac{f_y}{m} = \ddot{y} + 2 \cdot \omega_z \cdot \dot{x} + \frac{\omega_b}{Q_0} \cdot \dot{y} + \omega_c \cdot x + (\omega_b^2 - \omega_z^2) \cdot y, \quad (3)$$

式中 ω_b, Q_0 为 Y 轴振动的固有频率和机械品质因数。

忽略梁在 y 轴上的运动所产生的离心力和哥氏力对 x 轴的影响,式(3)可简化为:

$$\frac{f_y}{m} = \ddot{y} + \frac{\omega_b}{Q_0} \cdot \dot{y} + \omega_b^2 \cdot y, \quad (4)$$

驱动换能器力 f_x 受控时,弯曲梁质点的位置为:

$$x(t) = x_0 \sin(\omega_c t), \quad (5)$$

式中: ω_c, x_0 分别为驱动角频率和梁的最大振幅。如果 $F_y = 0, \omega_c \gg \omega_z$ 。在输出轴上梁的位移方程可根据这些条件和式(3)求得:

$$\frac{f_y}{m} = \ddot{y} + \frac{\omega_b}{Q_0} \cdot \dot{y} + \omega_b^2 \cdot y = 2\omega_z \omega_c x_0 \cos(\omega_c t). \quad (6)$$

解此方程可得其稳态解为:

$$y(t) = \frac{2x_0\omega_z\omega_c \cos(\omega_c t - \varphi_c)}{\omega_b^2 \left[\left(1 - \frac{\omega_c^2}{\omega_b^2}\right)^2 + \left(\frac{\omega_c}{\omega_b Q_0}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} = S\omega_z \cos(\omega_c t - \varphi), \quad (7)$$

$$S = \frac{2x_0\omega_c}{\omega_b^2 \left[\left(1 - \frac{\omega_c^2}{\omega_b^2}\right)^2 + \left(\frac{\omega_c}{\omega_b Q_0}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}. \quad (8)$$

$$\varphi = \arctan \{ [Q_0 (\omega_b/\omega_c - \omega_c/\omega_b)]^{-1} \}$$

S 即为悬臂梁陀螺仪的机械灵敏度,由式(8)可得陀螺仪机械灵敏度和梁的最大振幅 x_0 成正比,且与驱动轴和敏感轴的谐振频率 ω_c 和 ω_b 的比值有关。

3 悬臂梁振动节点的确定

如图 2 所示,悬臂梁可近似为两端自由振动梁。

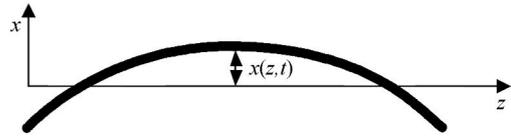


图 2 两端自由的梁的横振动
Fig. 2 Transverse vibration of free beam

设横断面以 $O-xz$ 平面为对称,作用力的作用线都与 x 轴平行,则 $z=y=0$,振梁的运动方程为^[11]:

$$EI[\partial^4 x(z,t)/\partial z^4] = -m[\partial^2 x(z,t)/\partial t^4], \quad (9)$$

$$EI[\partial^3 x(z,t)/\partial z^3] = m[\partial_2 x(z,t)/\partial t^4], \quad (10)$$

式(9)和(10)分别对应梁的剪切力和铅垂力的挠度微分方程, EI 为梁的抗弯刚度。根据梁的初始条件可得梁的形状就是一个两端自由的标准弹性曲线,因此其一次模的近似解为:

$$x(z,t) = (x_0 \sin(\pi z/L) - a) \sin \omega t, \quad (11)$$

其中: L 为梁的长度, x_0 为振动的最大振幅, a 是一个常数,确定节点的位置。因为没有外部交变力作用于梁上,梁的总垂直动量必然为 0。即在 z 轴上面和下面的面积相等时,总动量为 0。所以 a 的实际值可由下式求出:

$$\int_0^L x(z) dz = x_0 \int_0^L \sin(\pi z/L) dz - \int_0^L a dz, \quad (12)$$

所以

$$x(z,t) = x_0 \left[\sin \left(\frac{\pi z}{L} \right) - \frac{2}{\pi} \right] \sin \omega t, \quad (13)$$

则节点位置是:

$$\sin \frac{\pi z}{L} - \frac{2}{\pi} \sin \omega t = 0, \quad (14)$$

即 $z=0.22L$ 或 $z=0.78L$ 。

当压电片采用粘贴工艺耦合在悬臂梁上时,因为梁的节点为固定安装点,节点净动量为 0,所

以梁动量加换能器动量应为 0, 由以下方程近似表示:

$$M_B \int_0^L \left(x_0 \sin \frac{\pi z}{L} - a \right) dz + 4M_r \int_{\frac{l-z}{2}}^{\frac{l+z}{2}} \left(x_0 \sin \frac{\pi z}{L} - a \right) dz = 0, \quad (15)$$

式中: M_B 为梁的质量, M_r 为换能器的质量, l 为压电片的长度。积分可求解常数

$$a = \frac{2x_0 L \left(M_B + 4M_r \sin \frac{\pi l}{2L} \right)}{\pi(4lM_r + LM_B)}, \quad (16)$$

再求解得到节点位置:

$$z^* = \frac{L}{\pi} \arcsin \frac{0.6366 M_B + 4M_r \sin \frac{\pi l}{2L}}{M_B + 4(l/L)M_r}. \quad (17)$$

4 陀螺仪结构改进研究

从式(17)中可得当悬臂梁的 4 个面上耦合压电片后, 压电片的附加质量使得梁的振动节点位置发生了变化。该变化提升了梁的振动中心线, 降低了梁和压电片之间的能量转换效率, 从而影响了陀螺仪的机械性能。现有压电片机械耦合的研究大都集中在改变粘贴工艺上。本课题组在研究了现有结构基础上提出压电片镶嵌式耦合的新结构。新结构有效改善了悬臂梁振动节点偏离理想位置的情况, 从而实现了陀螺仪的机械性能的优化。

现有悬臂梁振动陀螺仪的压电片耦合工艺有导电环氧胶粘接法、204 胶粘贴法、In 焊接、Sn 焊接等, 最新使用的耦合方法是耐高温 A309 胶粘贴法^[10]。压电片耦合后的敏感结构示意图如图 3 所示。

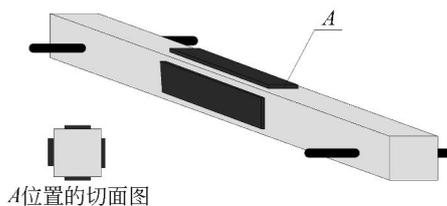


图 3 原有结构耦合后的示意图

Fig. 3 Original schematic diagram after coupling

但是, 上述压电片耦合工艺无一例外的都是将压电片采用某种方式粘贴在梁的表面, 压电片

附加质量导致梁振动节点偏离理想节点进而影响陀螺仪机械特性的问题并未得到很好的解决。为此, 本文提出压电片镶嵌式耦合的新的压电片耦合结构, 图 4 所示是改进结构陀螺仪敏感单元示意图。图 5 所示为采用新结构时压电片的耦合过程。

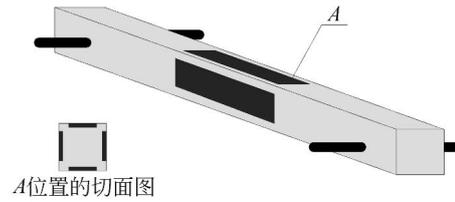


图 4 新结构耦合后的示意图

Fig. 4 New structure schematic diagram after coupling

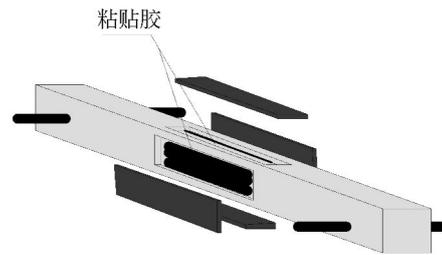


图 5 新结构的耦合过程图

Fig. 5 Coupling process of new structure

耦合工艺过程分为 3 个步骤: 首先, 采用超精密加工技术在悬臂梁耦合压电片位置加工四个面积和深度分别等同于压电片面积和厚度的镶嵌槽, 加工精度为 $0.1 \mu\text{m}$ 。接着, 采用超精密磨削技术将镶嵌槽底部磨平, 加工后镶嵌槽的底部表面粗糙度为 $0.01 \sim 0.03 \mu\text{m}$ 。最后, 将开槽后的悬臂梁固定在离心机上, 在镶嵌槽的底部涂上耐高温 A309 胶, 然后在离心机上离心两分钟后将压电片嵌入槽内, 压电片耦合完成。由于悬臂梁和压电片的物理参数十分相近, 这种改进结构模型可以有效的抵消压电片的附加质量, 达到了优化陀螺仪机械性能的目的。

5 改进结构的振动节点确定

压电片采用镶嵌式耦合结构时悬臂梁振动节点仍然为固定安装点, 安装点的净动量为 0, 所以梁和换能器的动量和应为 0, 由以下方程近似表示:

$$\begin{aligned} & \frac{L-l}{2L}M_B \int_0^{\frac{L-l}{2}} \left(x_0 \sin \frac{\pi z}{L} - a \right) dz + \frac{l}{L} (M_B - 4\Delta M) \int_{\frac{L-l}{2}}^{\frac{L+l}{2}} \left(x_0 \sin \frac{\pi z}{L} - a \right) dz + \\ & \frac{L-l}{2L}M_B \int_{\frac{L+l}{2}}^L \left(x_0 \sin \frac{\pi z}{L} - a \right) dz + 4M_r \int_{\frac{L-l}{2}}^{\frac{L+l}{2}} \left(x_0 \sin \frac{\pi z}{L} - a \right) dz = 0, \end{aligned} \quad (18)$$

其中: M_B 为梁的质量、 ΔM 为梁上挖去部分的质量、 M_r 为压电片的质量、 L 为梁的长度、 l 为压电片长度,解方程求可得:

$$a_n^* = \frac{2Lx_0 \left[M_B(L-l) + \sin \frac{\pi l}{2L} (3M_B l - M_B L + 8LM_r - 8L\Delta M) \right]}{\pi [(L-l)^2 M_B + 2l^2 M_B + 8Ll(M_r - \Delta M)]}, \quad (19)$$

节点位置为:

$$z_n^* = \frac{L}{\pi} \arcsin \frac{2Lx_0 \left[M_B(L-l) + \sin \frac{\pi l}{2L} (3M_B l - M_B L + 8LM_r - 8L\Delta M) \right]}{\pi [(L-l)^2 M_B + 2l^2 M_B + 8Ll(M_r - \Delta M)]}. \quad (20)$$

6 数值计算分析

数值计算分析采用 50 mm×4.1 mm×4.13 mm、60 mm×4.1 mm×4.142 mm 和 100 mm×4.1 mm×4.214 mm 尺寸的梁,每种尺寸梁对应压电片尺寸为 20 mm×1.9 mm×0.5 mm、24 mm×1.9 mm×0.5 mm 和 40 mm×1.9 mm×0.5 mm,通过此计算来验证新结构悬臂梁陀螺仪振动节点相比于原有结构振动节点的变化情况,振梁和压电片的其他参数如表 1 所示。

表 1 梁和压电片的物理参数

参数名称	弹性模量	泊松比	密度
振梁	2.1×10^{11}	0.3	7 800
压电片	6.3×10^{10}	0.3	7 900

把上述参数带入式(19)、(20)可得悬臂梁在耦合压电片前梁的振动节点、压电片采用粘贴工艺耦合后梁的振动节点以及压电片采用镶嵌耦合后梁的振动节点。计算得到的数值如表 2 中所列,节点位置的单位为 mm。从表 2 中的数据可以明显看出压电片采用镶嵌式耦合工艺耦合后悬臂梁的振动节点位置比压电片采用粘贴耦合工艺时有了明显变化,且变化是节点位置更接近理想节点。该变化便是优化悬臂梁陀螺仪的机械性能的关键之一。

表 2 悬臂梁振动节点的变化情况

Tab. 2 Change of vibration node of cantilever

梁尺寸		贴压电片前	贴压电片后	镶嵌耦合后
50 mm	a	0.636 9 x_0	0.647 4 x_0	0.644 9 x_0
	z_1	11.00	11.60	11.16
	z_2	39.00	38.40	38.84
60 mm	a	0.636 9 x_0	0.647 4 x_0	0.641 9 x_0
	z_1	13.20	13.93	13.32
	z_2	46.80	46.07	46.68
100 mm	a	0.636 9 x_0	0.647 2 x_0	0.642 2 x_0
	z_1	22.00	23.17	22.83
	z_2	78.00	77.19	77.81

7 ANSYS 仿真实验分析

采用 ANSYS 软件对 3 种尺寸的压电片镶嵌耦合的敏感结构进行建模仿真,分析采用新结构时各尺寸敏感结构的振动特性和频率特性,从中得出悬臂梁的振动谐振频率,通过谐振分析得出其振幅数据。图 6、7、8 分别是 50、60、100 mm 梁新结构的模态仿真图,仿真得到的数据如表 3 所示。

表 3 新结构的仿真实验数据

Tab. 3 Simulation data of new structure

梁尺寸	模态数据				最大振幅
	一阶	二阶	三阶	四阶	
50 mm	7 786.4	7 840.5	21 393	21 531	23.897
60 mm	5 446.1	5 499.7	15 144	15 285	21.893
100 mm	1 984.4	2 038.5	5 621.6	5 771.8	16.944

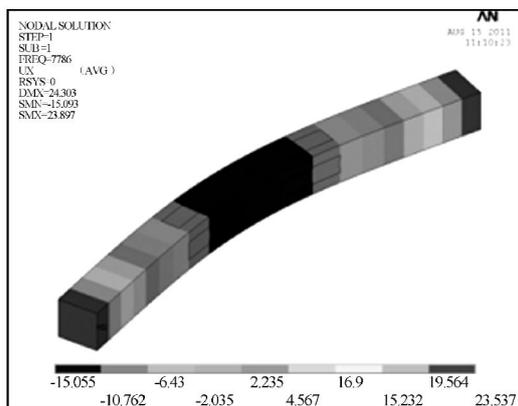


图 6 50 mm 梁改进结构的模态仿真图

Fig. 6 Modal simulation figure of 50 mm new structure

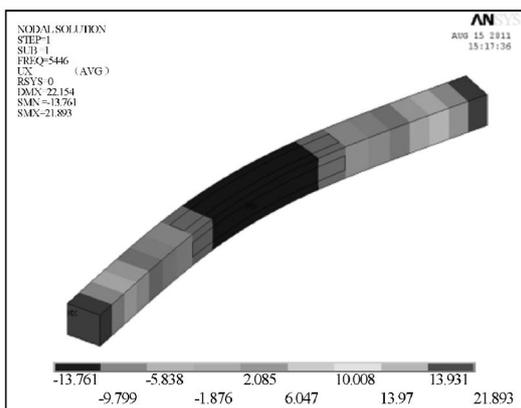


图 7 60 mm 梁改进结构的模态仿真图

Fig. 7 Modal simulation figure of 60 mm new structure

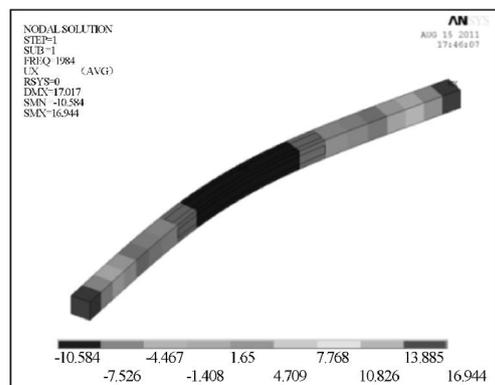


图 8 100 mm 梁新结构的模态仿真图

Fig. 8 Modal simulation figure of 100 mm new structure

表 4 中的数据是压电片粘贴耦合时 3 种尺寸的敏感结构的仿真数据。其中梁采用材料相同,压电片采用相同材料且尺寸对应同尺寸梁时相同。

表 4 原结构的仿真实验数据

Tab. 4 Simulation data of original structure

梁尺寸	模态数据				最大振幅
	一阶	二阶	三阶	四阶	
50 mm	8 616.9	8 676.1	22 283	224 226	24.33
60 mm	6 027.9	6 086.7	15 770	15 916	22.289
100 mm	2 193.9	2 253.2	5 849.0	6 004.7	17.245

将敏感结构的一阶、二阶模态分别设为悬臂梁陀螺仪的驱动频率和敏感频率,把表 3 和表 4 中的数据代入悬臂梁振动陀螺仪的机械灵敏度公式(8)中可得到表 5 中陀螺仪的灵敏度变化数据。

表 5 陀螺仪灵敏度变化

Tab. 5 Change of gyroscope sensitivity

梁尺寸	S_1	S_2	ΔS	增幅
50 mm	0.005 57	0.006 05	0.000 48	8.6%
60 mm	0.007 253	0.007 883	0.000 63	8.7%
100 mm	0.014 9	0.016 18	0.001 28	8.9%

S_1 为压电片粘贴耦合时陀螺仪的机械灵敏度, S_2 为压电片镶嵌耦合时陀螺仪的机械灵敏度, ΔS 为 S_2 和 S_1 的差值。从表 5 中可以明显看出无论敏感梁采用哪种尺寸,压电片采用镶嵌耦合方式耦合后其灵敏度相比于采用粘贴耦合结构都有一定的增幅,其增幅对应 50、60、100 mm 振梁分别为 8.6%、8.7% 和 8.9%, 平均增幅为 8.73%。

8 样机实验

对新敏感结构陀螺仪进行了理论计算和仿真实验后,制作陀螺仪样机,并进行了零漂实验、温漂实验、标定和线性度实验。实验样机采用的悬臂梁尺寸为 60 mm×4.1 mm×4.142 mm。如图 9 为制作好的样机,其中包括了敏感单元、基于 STM320F103 信号处理系统和封装外壳。

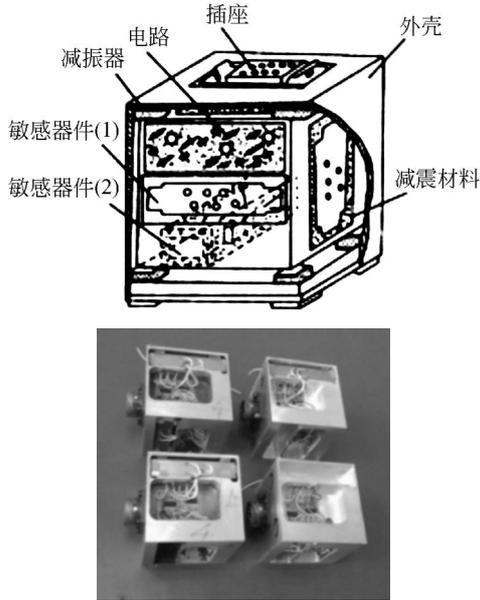


图 9 新结构样机

Fig. 9 Prototype of new structure

8.1 零漂实验

图 10 所示是改进结构陀螺仪和原结构陀螺仪 24 h 内的零漂曲线。数据在恒温静态的情况下采集,由于该陀螺仪的实验灵敏度为 $0.01(^{\circ})/s$,而地球自转产生的角速度为 $0.004\ 17(^{\circ})/s$,所以陀螺仪的零位输出不受地球自转的影响。数据采集间隔为 $100\ s$,数据的样本长度为 800,图 10 中虚线、实线分别表示的是原结构陀螺仪和新结构陀螺仪的 24 h 的零位漂移情况。从图 10 中可以看出相比于原结构,新结构的悬臂梁振动陀螺仪的零位漂移有所降低,其中 1 h 之内的快速漂移为预热偏差。具体到数值方面,原结构陀螺仪 24 h 的平均漂移为 $0.036(^{\circ})/s \cdot h^{-1}$;而新结构陀螺仪 24 h 内的平均漂移量为 $0.025(^{\circ})/s \cdot h^{-1}$,其平均漂移下降了 30.5%。

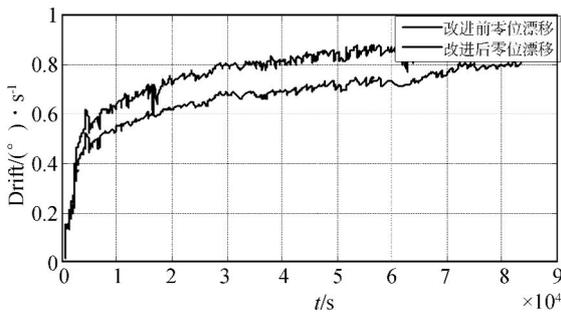


图 10 24 h 的零位漂移曲线

Fig. 10 Zero drift curve in 24 h

8.2 温漂实验

悬臂梁振动陀螺仪的零位对温度梯度特别敏感,因此温漂实验不只是为研究系统的输出特性,更主要的是为后续温度补偿算法的建立提供参考。实验在精度为 $0.1\ ^{\circ}C$ 的温控箱中进行,测试温度为 $-30 \sim 50\ ^{\circ}C$,将陀螺放置在固定位置上,在调整到每一个设定的温度点后,保持半个小时后再开机进行测试,以消除温度的滞后和保证数据的准确。输出电压采用课题组开发的信号处理系统进行采集并通过串口同步传输到 PC 机上进行存储记录。图 11 和 12 中的曲线是不同运行时间和不同温度下的陀螺电压输出值,其中图 11 是原有结构陀螺仪的温漂实验结果。图 12 是新结构陀螺仪的温漂实验结果。

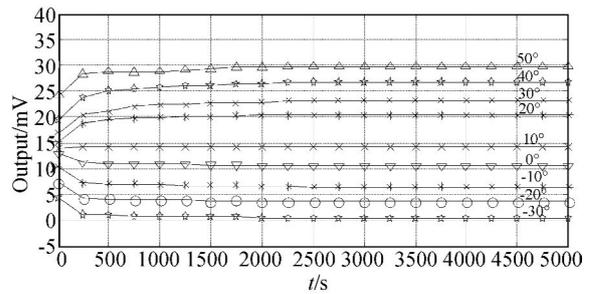


图 11 原结构零漂曲线

Fig. 11 Temperature drift curve of original structure

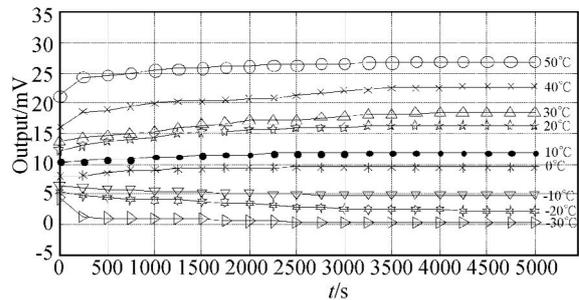


图 12 新结构零漂曲线

Fig. 12 Temperature drift curve of new structure

两种结构陀螺仪的温漂实验是同等条件下进行,数据采集处理系统也为同一系统。图 11 和图 12 对比可以看出新结构陀螺仪的温漂有所下降,且在每个测试温度下的降幅为 10% 左右。就其原因是压电片采用镶嵌耦合结构后其垂直度有了很大的提高,正交误差得抑制。

8.3 陀螺仪标定及线性度分析

在输入角速度为 $2\sim 30(^{\circ})/s$ 的范围内对新结构陀螺仪进行标定,并将其线性度与原有陀螺仪进行比较。标定采用的硬件嵌入式系统为同一系统,标定在 902C-2 型双轴位置速率转台上进行。调节电路中的运算放大器,使标称刻度因子为 $200\text{ mV}/(^{\circ})\cdot\text{s}^{-1}$,将样机与处理电路一起固定在转台上,控制转台按不同的角速率旋转,在输入角速率为 $2\sim 30(^{\circ})\cdot\text{s}^{-1}$ 时对样机进行标定,并测定其线性度。图 13 为陀螺仪改进前后的标定拟合直线,图 14 为陀螺仪改进前后的线性度。

从图 13 中可得,改进前的陀螺仪的平均刻度因子为 $195\text{ mV}/(^{\circ})\cdot\text{s}^{-1}$;改进后的陀螺仪的平均刻度因子为 $198.9\text{ mV}/(^{\circ})\cdot\text{s}^{-1}$ 。用这两个刻度因子来计算敏感器件和电路的逐点线性度得到图 14,图 14 中绘出代表偏离平均刻度因子的点。从图 13 和图 14 可以看出,新结构陀螺仪的线性度要优于原有结构陀螺仪,且无论是改进前还是改进后,其线性度变化始终小于 1%。究非线性原因是零位变化和电路噪声等。

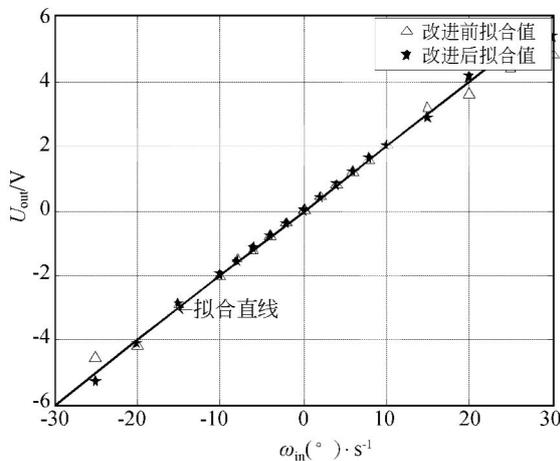


图 13 陀螺仪的拟合直线

Fig. 13 Fitting straight line of gyroscope output

参考文献:

- [1] VIKRANT B, NADER J, NIMA M. A novel piezoelectrically actuated flexural /torsional vibrating beam gyroscope [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 311: 1305-1324.
- [2] LIU Y, LIU J. Design and evaluation of a vibration sensor for measurement-while-drilling [J]. *Int. J. Computer Applications in Technology*, 2011, 40

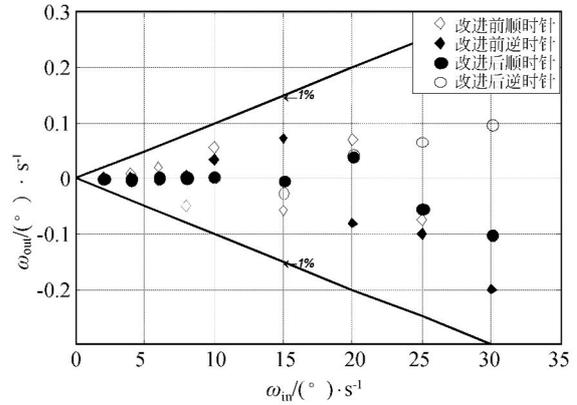


图 14 陀螺仪的线性度

Fig. 14 Linearity of gyroscope

9 结论

针对悬臂梁振动陀螺仪压电片耦合结构对其测量精度的影响开展了以下几方面的研究。根据悬臂梁振动陀螺仪工作原理,分析了悬臂梁陀螺仪中压电片耦合方式对振梁振动节点的影响。提出一种压电片镶嵌耦合的新结构,结合 50、60 和 100 mm 的悬臂梁对新结构的振动节点变化进行了理论计算。采用 ANSYS 软件对 3 种尺寸悬臂梁的陀螺仪进行了建模仿真,验证了新结构的可行性。仿真数据显示新结构陀螺仪的灵敏度平均提高 8.73%。采用新结构制作了陀螺仪样机,对样机进行了零漂实验和温漂实验,并对新结构陀螺仪进行了标定和线性度分析。实验结果表明,新结构陀螺仪的零位漂移平均降低了 30.5%,温度漂移平均降低了 10%,从而证明了新结构对悬臂梁振动陀螺仪机械性能优化的可行性和工程适用性。

(1): 79-84.

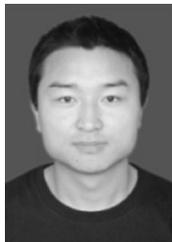
- [3] 张永祥,孙辉,马天伟,等. 抑制压电陀螺仪噪声方法的研究[J]. *光学精密工程*, 2004, 12(3): 230-234. ZHANG Y X, SUN H, MA T W, et al.. Method for suppression of piezoelectricity gyroscope noise [J], *Opt. Precision Eng.*, 2004, 12(3): 230-234. (in Chinese)
- [4] 刘宇,路永乐,曾燎燎,等. 固态振梁角速率传感器的动力学特性与误差分析[J]. *机械工程学报*, 2011,

- 47(4):7-11.
- LIU Y, LU Y L, ZENG L L, *et al.*. Analysis on dynamic characteristic and error of solid vibration beam rate sensor[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(4): 7-11. (in Chinese)
- [5] LIU Y, LU Y L, ZENG L L, *et al.*. Dynamic characteristic analysis and machining error study based on solid vibration beam rate sensor [J]. *IEEE Advanced Materials Research*, 2011, 148-149:529-534.
- [6] BUMKYOO C, SEUNG-YOP L, TAEKHYUN K, *et al.*. Dynamic characteristics of vertically coupled structures and the design of a decoupled micro gyroscope[J]. *Sensors*, 2008, 8:3706-3718.
- [7] 施芹, 袁安萍, 苏岩, 等. 微硅陀螺仪的机械耦合误差分析[J]. *光学精密工程*, 2008, 16(5):894-898.
- SHI Q, QIU A P, SU Y, *et al.*. Mechanical coupling error of silicon microgyroscope[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(5):894-898. (in Chinese)
- [8] 李杰, 刘俊, 张文栋, 等. MEMS陀螺仪随机误差补偿方法研究[J]. *中北大学学报*, 2009, 30(4): 381-385.
- LI J, LIU J, ZHANG W D, *et al.*. Research on random error compensating methods for MEMS gyroscope[J]. *Journal of North University of China*, 2009, 30(4):381-385. (in Chinese)
- [9] 刘宇, 路永乐, 曾燎燎, 等. 光纤陀螺漂移误差的 T-S 模糊建模补偿[J]. *重庆大学学报*, 2010, 33(2):60-65.
- LIU Y, LU Y L, ZENG L L, *et al.*. Drift error compensation algorithm for fiber optic gyro base on T-S fuzzy modeling[J]. *Journal of Chongqing University*, 2010, 33(2):60-65.
- [10] 谢立强, 吴学忠, 李圣怡. 石英微角速率传感器的机械耦合问题研究[J]. *国防科技大学学报*, 2007, 29(1):131-134.
- XIE L Q, WU X Z, LI S Y. The study of mechanical coupling in quartz micromachined gyroscope system[J]. *Journal of National University of Defense Technology*, 2007, 29(1):131-134. (in Chinese)
- [11] 刘宇. 固态振动陀螺与导航技术[M]. 北京:中国宇航出版社, 2010:47-77.
- LIU Y. *Solid-state Vibration Gyroscope and Navigation Technology*[M]. Beijing: China Aerospace Press, 2010. (in Chinese)

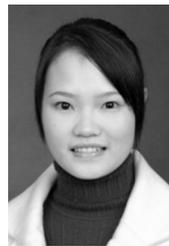
作者简介:



刘宇(1972—),男,重庆人,博士,教授,2000年于重庆大学获得硕士学位,2006年于重庆大学获得博士学位,主要从事空间行人定位,井下寻北,光纤传感技术,惯性导航及传感器器件和信号处理方面的研究。E-mail: liuyu.cqupt@yahoo.com.cn



段耀宇(1982—),男,山西太原人,硕士研究生,2007年于中北大学获得学士学位,主要从事惯性传感器件及系统研究。E-mail: duanyaoyu1982@163.com



刘利(1987—),女,重庆江津人,硕士研究生,2010年于重庆三峡学院获得学士学位,主要从事室内定位及系统补偿方面的研究。E-mail: 474081148@qq.com



潘英俊(1945—),男,重庆人,教授,博士生导师,1983年于重庆大学获工学硕士学位,主要从事光电测控与传感技术、智能机器人触觉传感技术、信息光学理论与应用、微波治疗技术及仪器研制等方面的科研与应用开发工作。E-mail: pyj@cqu.edu.cn