

面向定位指向的谐振驱动机构机理与实验*

朱永琦¹, 黄剑斌^{1,2}, 吕 瑱³, 李 娟¹, 李伟达¹, 张可憬¹, 孙立宁¹

(1. 苏州大学江苏省先进机器人技术重点实验室 苏州, 215021)

(2. 中国空间技术研究院 北京, 100098) (3. 北京卫星环境工程研究所 北京, 100029)

摘要 定位指向机构通常需要同时满足精度高、速度快以及稳定性高等要求,而传统的定位指向机构无法同时实现高运动分辨率和高运动速度,且难以降低质量。针对此问题,研制了一种由压电陶瓷驱动的定位指向驱动机构。首先,提出一种新型驱动机构构型,经过结构优化获得了相近的横振与纵振频率,使其具有谐振运动特性;其次,建立了该机构的简化动力学模型,分析了碰撞振动对输出轴运动的影响,发现机构与输出轴碰撞产生的摩擦力在一定时间内的总冲量近似呈线性,表明在高频碰撞的影响下,宏观上机构与输出轴表面之间的摩擦力对输出轴具有稳定的驱动效果。实验结果表明,该机构在 10 V 电压的驱动下,输出轴最大转速可达 30.8 (°)/s,且随着驱动频率的增加,输出轴转速的变化趋势与理论分析一致,验证了该机构驱动能力的有效性与分析方法的合理性。

关键词 定位指向机构;压电陶瓷;谐振驱动;高速定位

中图分类号 TH39

引 言

随着空间在轨服务对接、光通信系统及高精度观测系统的发展,越来越需要实现精度高、响应快的跟瞄与指向技术,但传统的多轴云台式、音圈电机等驱动的定位指向机构^[1-5]由于复杂的机械机构和控制方法,难以同时满足高运动分辨率和高运动速度的要求。音圈电机驱动的定位指向机构虽然精度高,但其运动范围仅仅在毫弧度级;多轴云台式定位指向机构虽然运动范围大、速度较快,但其精度最高只能达到 10 μ rad 左右。

压电陶瓷作为一种具有压电效应的多晶体,其变形精度可以控制在纳米级,在执行微操作及微定位的微型机器人方面受到研究人员的青睐^[6-12]。为了解决同时实现高运动分辨率、高速度的问题,有学者提出使用宏/微双重移动机构^[13],该机构采用微型电机与压电陶瓷相结合的宏/微驱动方式,可以同时实现高运动分辨率和高运动速度,但其结构复杂、成本高。由压电陶瓷驱动的单构件双运动机理的平面行走移动机构^[14],利用粘滑驱动原理实现高运动分辨率,利用谐振驱动原理实现高运动速度,可同时满足高速度、高精度的定位需求。

面向定位指向应用需求,笔者提出了一种基于谐振原理的定位指向驱动机构,通过结构优化与动

力学建模分析了谐振驱动机理,并建立了实验系统,对机构在谐振驱动下的运动能力进行了验证。

1 机构设计和工作机理

1.1 基本构型

定位指向驱动机构如图 1 所示。该机构由横振杆、连接杆及纵振平行四边形机构组成,横振杆左侧与叠堆压电陶瓷固接,当对压电陶瓷施加简谐激励时,会产生高频振动,导致其接触点与输出轴发生碰撞,从而驱动输出轴产生旋转运动。

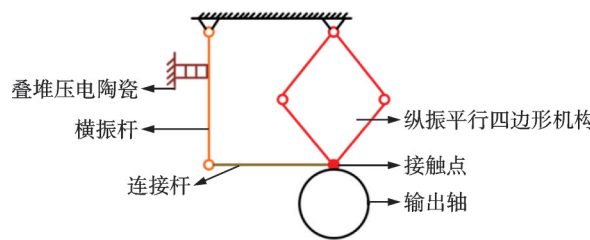


图 1 定位指向驱动机构

Fig.1 Positioning and pointing drive mechanism

1.2 工作原理

笔者所提的定位指向驱动机构基于粘滑和谐振驱动原理,可分别实现高运动分辨率和高运动速度。

* 国家自然科学基金资助项目(61105106)

收稿日期:2023-11-29;修回日期:2024-05-06

对压电陶瓷施加高频激励,其波形如图 2 所示。当激励频率与机构系统特性匹配时,驱动机构将产生谐振,横振杆带动连接杆产生水平方向的运动,纵振平行四边形产生竖直方向的运动。2 种运动叠加会在接触点处输出二维椭圆运动轨迹,从而驱动输出轴转动。高速度运动原理如图 3 所示。

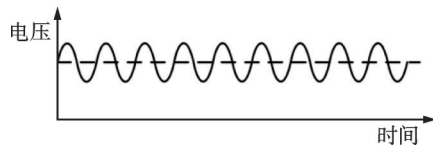


图 2 高频激励波形

Fig.2 High frequency excitation waveform

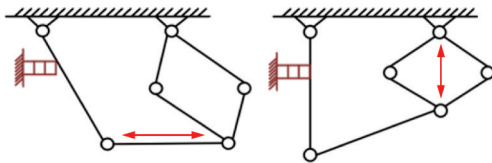


图 3 高速度运动原理

Fig.3 Principle of high velocity motion

要实现高速度运动,激励电压频率需要与机构本身振型特性相匹配,从而激发谐振运动。

2 模态分析与简化模型

2.1 机构参数优化

首先,根据定位指向驱动机构基本构型,设计了如图 4 所示的柔性驱动机构,后面简称为驱动机构。

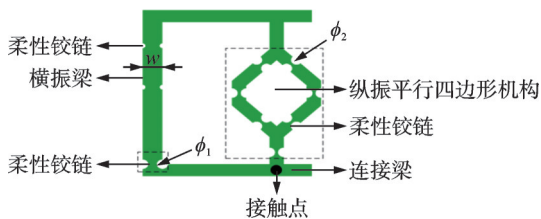


图 4 柔性驱动机构

Fig.4 Flexible driving mechanism

驱动机构由横振梁、连接梁、纵振平行四边形机构以及多个柔性铰链构成。分析可知,驱动机构的 1 阶振型为横向运动,2 阶振型为纵向运动,1 阶和 2 阶固有频率分别为横振频率和纵振频率,其对应振型分别称为横振振型和纵振振型。

为了使横向运动和纵向运动能够叠加出椭圆运动,必须使横振频率接近纵振频率,因此需要对驱动机构构型进行优化,从而使其满足振型频率要求。

设机构的平面尺寸为 35 mm×30 mm,横振梁

的宽度为 3 mm,所有柔性铰链直径均为 1 mm。对机构进行模态分析,此时横振频率与纵振频率比值约为 1:5,横振频率远小于纵振频率。因此,需增大横振梁的刚度,同时减小纵振平行四边形机构的刚度,才能满足频率要求。

根据驱动机构的结构可知,横振梁的宽度对横振频率影响较大,而纵振平行四边形的柔性铰链直径主要影响纵振频率。笔者分析了横振梁宽度和柔性铰链直径对频率的影响,分别如图 5、6 所示。

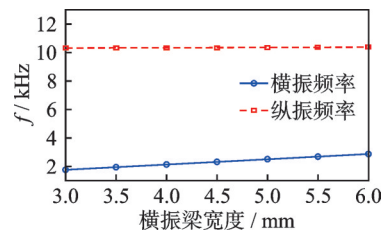


图 5 横振梁宽度对频率的影响

Fig.5 Effect of transverse beam width on frequency

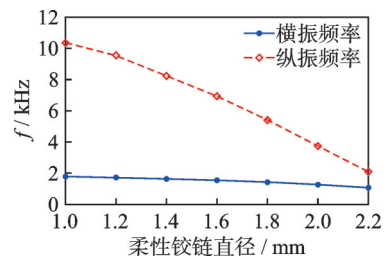


图 6 柔性铰链直径对频率的影响

Fig.6 Effect of flexure hinge diameter on frequency

根据分析结果,横振梁宽度对横振频率与纵振频率皆有影响,而随着柔性铰链直径的增大,纵振频率显著降低。考虑到结构强度等因素,柔性铰链直径不能太小,故首先确定纵振平行四边形处柔性铰链直径为 2 mm,然后以横振及纵振频率差值最小为目标对横振梁的宽度进行优化。机构参数优化结果如图 7 所示。

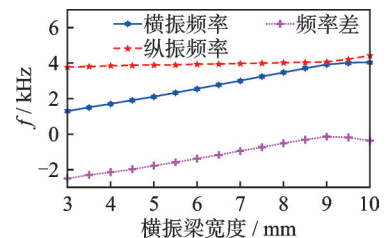


图 7 机构参数优化结果

Fig.7 Mechanism parameter optimization results

由图 7 可知,横振梁宽度为 9 mm 时两频率差值最小,对应的横振频率和纵振频率分别为 3 916.1 Hz 和 4 065.6 Hz。频率差接近时的横振振型如图 8 所示。



图 8 频率差接近时的横振振型

Fig.8 Vibration pattern at close frequency difference

通过观察可以发现,随着横振梁宽度的增大,其横振振型已经不是单一的水平运动,且由于横振梁与连接梁连接处柔性铰链的耦合作用,想使得横振和纵振频率更为接近十分困难。因此,对驱动机构的横振梁结构进行了改进,采用平行四边形机构,从而能够在增大横振梁刚度的同时保持横振振型为水平运动。改进的驱动机构如图 9 所示。

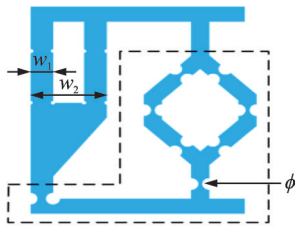


图 9 改进的驱动机构

Fig.9 Improved drive mechanism

进一步优化该构型尺寸并进行模态分析,当 w_1 为 3.1 mm、 w_2 为 10.6 mm、虚线框内所有柔性铰链直径 ϕ 均为 2 mm 时,该机构 1 阶和 2 阶固有频率分别为 3 719 Hz 和 3 779 Hz,3 阶固有频率为 7 105 Hz。模态分析结果见表 1。此时,1 阶横振和 2 阶纵振频率比较接近,接触点处可形成需要的椭圆运动。

表 1 模态分析结果

Tab.1 Modal analysis results

阶数	振型	f/Hz
1		3 719
2		3 779
3		7 105

2.2 机构动力学建模

为了分析压电陶瓷的激励参数与机构驱动效果间的关系,需要建立机构的动力学模型。由于机构振动的同时会与输出轴不断碰撞,机构与输出轴表

面的碰撞约束构成了强非线性系统,此系统无法求出解析解,只能根据系统的低阶模态近似将系统降维后进行分析。

从模态分析结果可知,机构的 3 阶固有频率远高于前 2 阶,忽略机构的 3 阶振型,再综合考虑 1 阶及 2 阶振型的特点,可将图 9 所示的连续体模型简化为连杆-弹簧-质量块模型,并将压电陶瓷的等效激励简化为施加在连杆上的推力。综上,可得到驱动机构的有限自由度模型,如图 10 所示。其中: m_i ($i=1,2,3$) 为连杆质量; m_i ($i=4,5$) 为质量块质量; l_i ($i=1,2,3$) 为连杆长度; l_{ci} ($i=1,2,3$) 为质心到关节的距离; k_i 为关节刚度; W_i 为关节力矩; k_n 为弹簧刚度; φ_i 为关节转角。

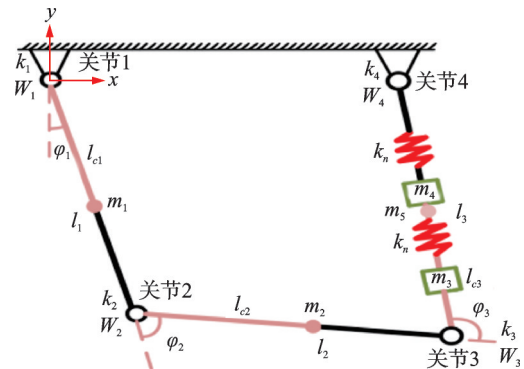


图 10 有限自由度模型

Fig.10 Finite degree of freedom model

由于系统中存在碰撞,为了分析碰撞对机构运动的影响,需要对驱动机构接触点与输出轴之间的碰撞力进行分析。采用非线性弹簧阻尼模型来描述法向碰撞力,即

$$\begin{cases} N = k_n(-\delta)^e (1 + c_n(-\delta)) & (\delta < 0) \\ N = 0 & (\delta \geq 0) \end{cases} \quad (1)$$

其中: N 为法向碰撞力; k_n 为法向碰撞刚度; c_n 为法向碰撞阻尼; δ 为碰撞深度; e 为非线性指数。

采用库仑模型来描述切向碰撞力,并用反正切函数模拟碰撞力的突变,即

$$f = \mu \arctan(\gamma v_t) N \quad (2)$$

其中: f 为切向碰撞力; μ 为摩擦因数; v_t 为切向速度; γ 为形状参数。

根据图 10 所示的有限自由度模型,为方便计算,假定关节 4 末端 x 和 y 方向分别受 2 个刚度无限大的弹簧约束,等效刚度分别为 k_x 和 k_y ,形变量分别为 Δ_x 和 Δ_y 。对该模型进行受力分析,可得模型中各部件的动力学方程。模型受力分析如图 11 所示。

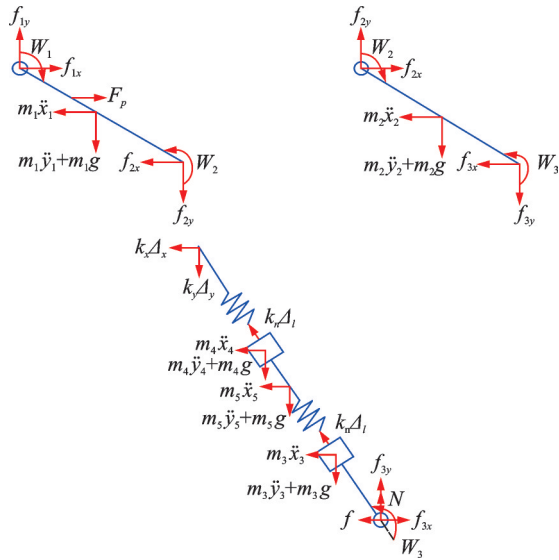


图 11 模型受力分析

Fig.11 Model force analysis

其中: Δ_l 为弹簧形变量; f_{ix} 为 x 轴上的关约束力; f_{iy} 为 y 轴上的关约束力; \ddot{x}_i 为关节 i 在 x 方向的加速度; \ddot{y}_i 为关节 i 在 y 方向上的加速度。

杆 1 的动力学方程为

$$\begin{cases} f_{1x} = m_1 \ddot{x}_1 + f_{2x} - F(v) \\ f_{2x} = m_1 g + m_1 \ddot{y}_1 + f_{2y} \\ W_1 - W_2 + m_1 \ddot{x}_1 l_{c1} \cos \varphi_1 + f_{2x} l_1 \cos \varphi_1 + \\ (m_1 g + m_1 \ddot{y}_1) l_{c1} \sin \varphi_1 + \\ f_{2y} l_1 \sin \varphi_1 - 0.3F(v) l_1 \cos \varphi_1 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

其中: $F(v)$ 为叠堆压电陶瓷的等效推力。

杆 2 的动力学方程为

$$\begin{cases} f_{2x} = m_2 \ddot{x}_2 + f_{3x} \\ f_{2y} = m_2 g + m_2 \ddot{y}_2 + f_{3y} \\ W_2 - W_3 + m_2 \ddot{x}_2 l_{c2} \cos \varphi_\alpha + \\ (m_2 g + m_2 \ddot{y}_2) l_{c2} \sin \varphi_\alpha + \\ f_{3y} l_2 \sin \varphi_\alpha + f_{3x} l_2 \cos \varphi_\alpha = 0 \end{cases} \quad (4)$$

杆 3 的动力学方程为

$$\begin{cases} f_{3x} = \sum_{i=3}^5 m_i \ddot{x}_i + f + k_x \Delta_l - 2k_n \Delta_l \sin \varphi_\beta \\ f_{3y} = \sum_{i=3}^5 m_i g + \sum_{i=3}^5 m_i \ddot{y}_i - N + k_y \Delta_y - 2k_n \Delta_l \cos \varphi_\beta \\ W_3 + m_4 \ddot{x}_4 l_1' \cos \varphi_\beta + (m_5 g + m_5 \ddot{y}_5) l_3' \sin \varphi_\beta + \\ (m_4 g + m_4 \ddot{y}_4) l_1' \sin \varphi_\beta + m_3 \ddot{x}_3 l_2' \cos \varphi_\beta + \\ (m_3 g + m_3 \ddot{y}_3) l_2' \sin \varphi_\beta + m_5 \ddot{x}_5 l_3' \cos \varphi_\beta + \\ (f - f_{3x}) (l_1 + 2\Delta_l) \cos \varphi_\beta - \\ (f_{3y} + N) (l_1 + 2\Delta_l) \sin \varphi_\beta = 0 \end{cases} \quad (5)$$

其中: $\varphi_\alpha = \varphi_1 + \varphi_2$; $\varphi_\beta = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 - \pi$; $l_1' = \frac{1}{3} l_1 + \Delta_l$; $l_2' = \frac{2l_1}{3} + 2\Delta_l$; $l_3' = \frac{l_1}{2} + \Delta_l$ 。

$F(v)$ 的表达式为

$$F(v) = n d_{33} k_e U \quad (6)$$

其中: n 为叠堆压电陶瓷层数; d_{33} 为压电常数; k_e 为叠堆压电陶瓷等效刚度; U 为激励电压。

因为质量块和各个关节质量很小,重力可忽略不计。假设两弹簧形变量近似相等,由数学关系可得弹簧形变量为

$$\Delta_l = \frac{\sqrt{l_1^2 + (2l_2 \sin \alpha)^2 - 4l_1 l_2 \sin \alpha \cos \beta} - l_1}{2} \quad (7)$$

其中: $\alpha = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}$; $\beta = \frac{3\pi}{4} + \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2}$ 。

根据已知结构的尺寸及材料,可计算出各个连杆的质量和质心位置。根据有限元分析软件 ANSYS 对其进行静力学分析,可以得到各个关节之间的刚度等参数。有限自由度模型参数见表 2。

表 2 有限自由度模型参数

Tab.2 Finite degree of freedom model parameters				
杆件	质量/kg	长度/m	质心位置/m	关节刚度/(Nm·rad ⁻¹)
1	0.016	0.035	0.014 71	9 496
2	0.006	0.030	0.013 70	91.30
3	0.006	0.035	0.017 50	40.46

此外,质量块 m_1 和 m_2 的质量均为 0.04 kg,弹簧刚度 k_n 为 2 040 816 N/m。

为了验证驱动机构有限自由度模型的有效性,将其与连续体模型进行对比。在刚体动力学仿真软件 Adams 中建立有限自由度模型并赋予参数,进行模态分析。将该结果与 ANSYS 软件对连续体模型模态分析的结果进行对比,模型对比结果见表 3。由表可知,简化模型的低阶模态与连续体模型接近,证明了该简化模型的合理性。

表 3 模型对比结果

Tab.3 Model comparison results			
连续体模型		有限自由度模型	
f /Hz	振型	f /Hz	振型
3 719		3 683	
3 779		3 969	

3 仿真分析

对叠堆压电陶瓷施加简谐激励,即

$$U = U_m \sin(\omega t) \quad (8)$$

其中: U_m 为激励电压幅值; ω 为角频率。

选取激励电压幅值为10 V,频率范围为3 kHz~4.2 kHz,将式(8)代入式(6),再与系统动力学方程联立,利用仿真软件Simulink中的ode45求解器对微分方程进行数值求解,绘制出接触点在 x 、 y 方向上的振幅与激励频率的变化曲线。 $U_m=10$ V、 $\omega=3\ 950$ Hz时接触点的振幅如图12所示。

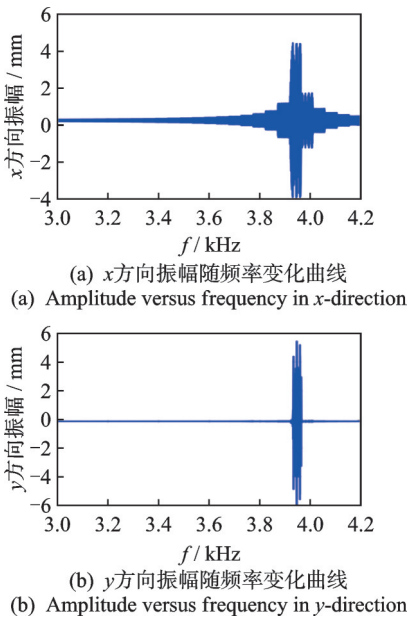


图12 $U_m=10$ V、 $\omega=3\ 950$ Hz时接触点的振幅

Fig.12 Amplitude of contact point at $U_m=10$ V and $\omega=3\ 950$ Hz

由图12可知:机构的激励频率在3 800 Hz以下振幅几乎没有变化;在3 950 Hz附近,接触点 x 和 y 方向振幅急剧放大,说明机构在3 950 Hz处已过渡到谐振状态。为观察谐振状态下机构的运动状态,求解得到不同激励条件下各关节的运动轨线见表4。

表4 不同激励条件下各关节的运动轨线

Tab.4 Trajectory of joints at different frequencies

激励条件	关节1	关节2	关节3
$U_m=10$ V $\omega=2$ kHz			
$U_m=10$ V $\omega=3.95$ kHz			

由表4可以发现:当激励频率为2 kHz时,机构的运动存在一定的周期性;当激励频率为3.95 kHz时,机构处于谐振状态,关节运动轨线逐渐从周期性过渡到无规则的复杂运动。

为了从关节运动轨线中观察机构在谐振状态下的运动规律,做如下处理:选取碰撞发生时刻的系统状态建立庞加莱截面,碰撞每发生一次,关节运动轨线就会与碰撞截面产生一个交点。根据数学关系可知碰撞发生的条件为

$$\begin{cases} y_2 = -l_1 \\ \dot{y}_2 < 0 \end{cases} \quad (9)$$

为了得到各关节的庞加莱截面,取 $U_m=10$ V、 $\omega=3\ 950$ Hz进行数值仿真,结果如图13所示。

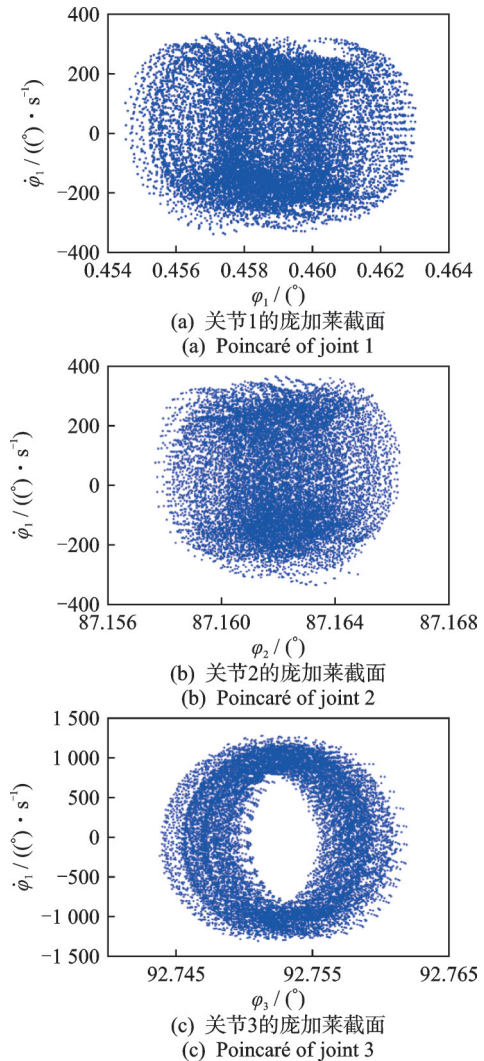


图13 $U_m=10$ V、 $\omega=3\ 950$ Hz的数值仿真结果

Fig.13 Numerical simulation results when $U_m=10$ V and $\omega=3\ 950$ Hz

由图13发现,截面上有碰撞点比较密集的区域没有连成线,点的个数也并非有限多个,说明此时系

统的运动是混沌运动。由此可见,在谐振状态下,由于受到碰撞的影响,机构的运动呈现出一定的不确定性。为了确定谐振状态下机构的驱动能力,需要知道由碰撞所产生的切向摩擦力的驱动效果。

取 $U_m=10\text{ V}$ 、 $\omega=3\ 950\text{ Hz}$ 对切向摩擦力进行数值求解,切向摩擦曲线如图 14 所示。由图可知,每次碰撞产生的切向力的幅值以及持续时间都不同,没有明显的规律。

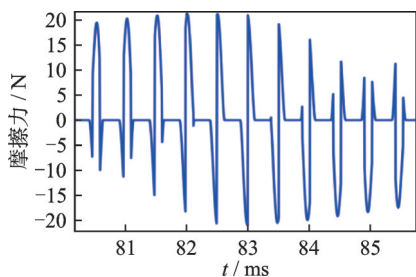


图 14 切向摩擦曲线

Fig.14 Tangential friction curve

为深入分析切向力的驱动效果,继续对切向力进行积分,即

$$I(t) = \int_{t_0}^t f dt \quad (10)$$

其中: $I(t)$ 为 t_0 到 t 时间内切向摩擦力的冲量; f 为碰撞所产生的切向摩擦力。

根据式(10)可绘制出切向摩擦力及其冲量曲线,如图 15 所示。由图中虚线可以看出,切向力的冲量在短时间内呈上升趋势。延长分析时间,并更改激励频率,得到不同频率下切向摩擦力的冲量曲线,如图 16 所示。

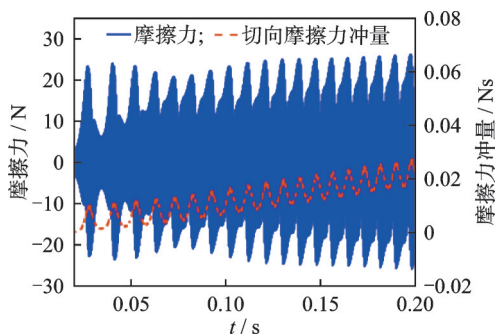
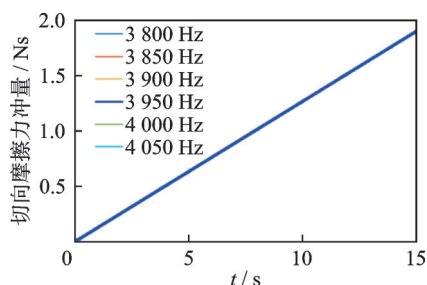


图 15 切向摩擦力及其冲量曲线

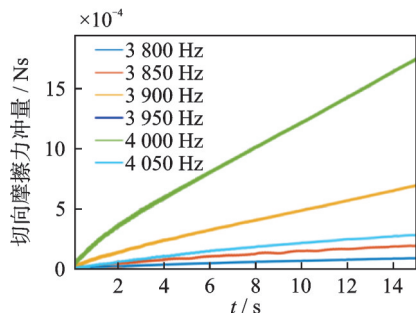
Fig.15 Tangential friction and its impulse curve

由图 16 可知,随着仿真时间的延长,切向力冲量近似为 1 条直线,这说明虽然在微观上机构碰撞产生的摩擦力具有不确定性,但从宏观上看该机构仍具有稳定的驱动效果。冲量的斜率代表了驱动效果,斜率越大则驱动效果越明显。在共振频率处斜



(a) 切向摩擦力的冲量曲线

(a) Impulse curve of tangential friction



(b) 局部放大图

(b) Local enlarged view

图 16 不同频率下切向摩擦力的冲量曲线

Fig.16 Impulse curves of tangential friction at different frequencies

率最大,其余频率下斜率很小但不为零,表明在共振频率处机构的驱动能力最强,但在共振频率附近机构也具有一定的驱动能力。

4 实验

通过上述分析可知,机构在谐振状态下,同时受到高频碰撞的影响,在微观上机构由于碰撞产生的摩擦力不规则且没有周期性,但从宏观上看仍具有稳定的驱动效果。

为了验证机构的驱动效果,笔者研制了原理样机并搭建了实验平台。驱动机构样机实物如图 17 所示。除了驱动机构本体外,还包括了叠堆压电陶瓷、压电陶瓷预紧机构以及输出轴。

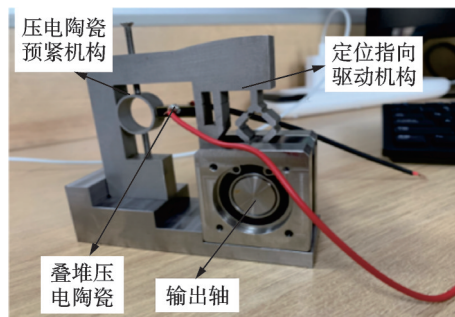


图 17 驱动机构样机实物

Fig.17 Positioning and pointing drive mechanism

谐振驱动实验平台如图 18 所示。信号发生器用于产生激励波形,编码器和 STM32F103 开发板用于读取角度信息并显示在电脑上。

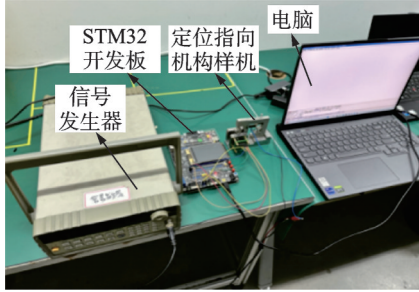


图 18 谐振驱动实验平台

Fig.18 Resonant drive experimental platforms

选定激励电压初值为 10 V,以 0.01 kHz 为步长,激励频率调节范围为 2.10 kHz~2.20 kHz,并以 0.5 V 为步长调节激励电压,最终测得不同激励电压及不同频率下对应的输出轴转速变化曲线。转速、驱动电压及频率的关系如图 19 所示。

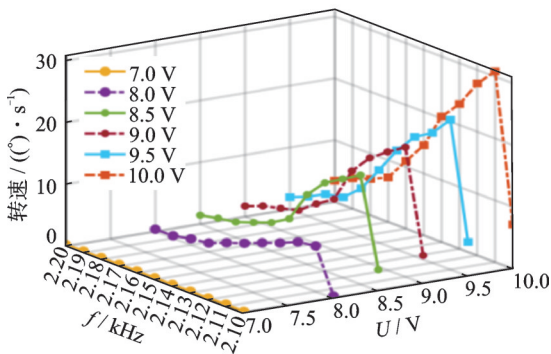


图 19 转速、驱动电压及频率的关系

Fig.19 Relationship between speed and drive voltage and frequency

由图 19 可以发现:在不同的激励电压下,输出轴转速峰值均出现在 2.11 kHz,随着激励频率发生偏移,转速开始降低;转速随激励电压的增加而增大,当激励电压为 10 V、频率为 2.11 kHz 时,转速可达 30.8 (°)/s。

$U_m=10\text{ V}$ 时转速理论计算与实验测试结果如图 20 所示。由图可知,转速的理论计算与实验测试结果的变化趋势一致,峰值分别为 30.8(°)/s 和 25.1 (°)/s,但两者的峰值转速出现的频率相差较大,这是由于实际实验系统中存在安装误差、柔性铰链变形、预紧力、输出轴材料以及表面粗糙度等因素的综合作用而导致的。实验结果验证了理论计算的输出轴转速的变化规律,说明了本研究建模与分析方法的正确性。

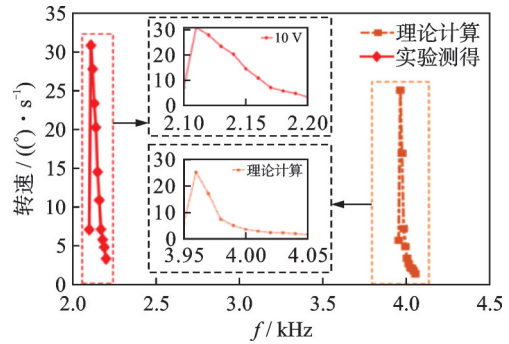


图 20 $U_m=10\text{ V}$ 时转速理论计算与实验测试结果

Fig.20 Theoretical and experimental results of rotational speed at $U_m=10\text{ V}$

本研究仅对该机构在高频激励下的运动进行了理论分析。实际上基于粘滑驱动原理,该机构也可驱动输出轴实现高运动分辨率。粘滑驱动实验平台如图 21 所示。输出轴的运动分辨率如图 22 所示。

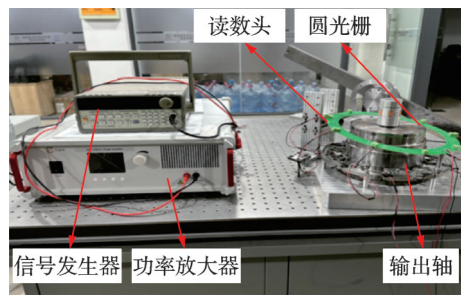


图 21 粘滑驱动实验平台

Fig.21 Stick-slip drive experimental platform

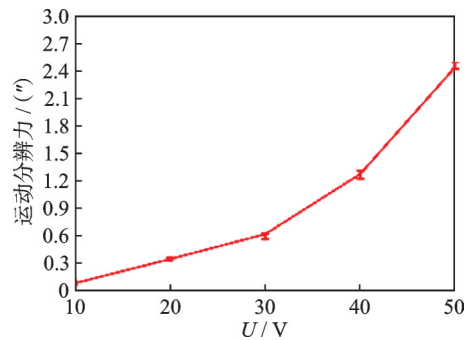


图 22 输出轴的运动分辨率

Fig.22 Resolution of the output shaft

由图 22 可以看出,机构在 10 V 电压驱动下,输出轴运动分辨率可达 $0.079'' \approx 0.38\ \mu\text{rad}$,可以同时实现高运动速度和高运动分辨率,满足定位指向机构的基本需求。

5 结 论

1) 提出了一种由压电陶瓷驱动的定位指向驱

动机构,其基于谐振驱动机理,可实现快速运动。

2) 对驱动机构进行了结构优化,建立了机构的简化动力学模型,并基于动力学模型分析了谐振驱动机理,发现在高频振动下受碰撞的影响,机构在微观上由碰撞产生的切向摩擦力,在宏观上可以产生稳定的驱动效果。

3) 研制了驱动机构样机,并进行了实验研究。结果表明,当激励电压为10 V、激励频率为2.11 kHz时,输出轴转速可达30.8 (°)/s,且转速随激励频率的变化规律与理论分析结果基本一致,说明了本研究建模与分析方法的正确性。

4) 通过实验测试可知,机构在粘滑驱动下输出轴的分辨力可达0.079°,证明了本研究所提机构可同时实现高运动速度和高运动分辨力。

参 考 文 献

- [1] 白智龙. 高精度指向机构位置伺服控制技术[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
- [2] 魏志明, 马动涛, 崔连杰, 等. 空间照明双轴指向机构伺服控制器设计与实现[J]. 电机与控制应用, 2017, 44(2): 13-17.
WEI Zhiming, MA Dongtao, CUI Lianjie, et al. Design and implementation of space lighting biaxially pointing mechanism servo controller[J]. Electric Machines & Control Application, 2017, 44(2): 13-17. (in Chinese)
- [3] 高怡然. 卫星光通信粗瞄扫描策略及跟踪控制研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2016.
- [4] 王国龙. 基于音圈电机的空间激光通信粗跟踪伺服系统研究[D]. 长春: 长春理工大学, 2022.
- [5] 朱馨渝. 基于音圈电机的精密定位伺服控制系统研究[D]. 成都: 中国科学院大学, 2022.
- [6] HOFFMAN K L, WOOD R J. Myriapod-like ambulation of a segmented microrobot[J]. Autonomous Robots, 2011, 31: 103-114.
- [7] QU J H, TEEPLE C B, OLDDHAM K R. Modeling legged microrobot locomotion based on contact dynamics and vibration in multiple modes and axes[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2017, 139(3): 031013.
- [8] WANG G Q, LI C D, YUAN T. Design and experiment of a small-scale walking robot employing stick-slip motion principle[J]. Review of Scientific Instruments, 2017, 88(11): 115001.
- [9] SU Q, QUAN Q Q, DENG J, et al. A quadruped micro-robot based on piezoelectric driving[J]. Sensors, 2018, 18(3): 810.
- [10] RIOS S A, FLEMING A J, YONG Y K. Miniature resonant ambulatory robot[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2017, 2(1): 337-343.
- [11] RIOS S A, FLEMING A J, YONG Y K. Monolithic piezoelectric insect with resonance walking[J]. IEEE-ASME Transactions on Mechatronics, 2018, 23(2): 524-530.
- [12] WU Y C, YIM J K, LIANG J M, et al. Insect-scale fast moving and ultrarobust soft robot[J]. Science Robotics, 2019, 4(32): 1594.
- [13] 陈海初. 宏/微驱动精密作业微小型移动机器人的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2005.
- [14] 李伟达. 基于碰撞与粘滑复合驱动的微小型机器人移动机构研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.



第一作者简介:朱永琦,男,1999年4月生,硕士生。主要研究方向为特种机器人及压电驱动。

E-mail: zyq_19990401@163.com

通信作者简介:李伟达,男,1979年5月生,博士、副教授。主要研究方向为机器人驱动及非线性动力学。

E-mail: hit_liweida@163.com