

文章编号 1000-5013(2002) 01-070-07

超声波马达振动片的设计与实验

许 芦 君 洪 尚 任 石 菊 荣

(华侨大学机电及自动化学院, 福建泉州 362011)

摘要 设计不同的振动片并通过实验, 得到楔形超声波马达振动片较为详尽的资料. 对相关资料进行分析和对比, 研究振动片的结构、尺寸、倾角等因素对输出特性的影响. 所获结果, 为同类型超声波马达的设计与制作提供依据.

关键词 超声波马达, 振动片, 结构设计, 输出特性

中图分类号 TM 359. 903 文献标识码 A

楔型超声波马达是驻波型超声波马达的一种, 振动片是马达定子的关键部件. 其结构及尺寸的选择, 直接影响马达的输出性能. 目前, 国内还没有一个精确的力学或数学模型, 用以定量描述振动片与转子接触界面间相互作用的关系. 于是, 也没有恰当的数学方法来全面优化振动片的设计. 本文根据定性分析的结论, 设计不同结构和尺寸的振动片. 通过对比实验研究和分析, 得出一些重要结论, 为同类马达的建模、设计和制作提供了依据.

1 振动片的结构设计及受力分析

1. 1 振动片的结构设计

对振动片式超声波马达驱动的机理进行研究. 结果表明^[1,2], 这类马达是通过纵振动与弯曲振动的合成, 来形成振动片前端(与转子接触端)的椭圆运动; 依靠摩擦力作用, 以驱动转子的转动. 振动片一般设计为长方体形状, 如图 1 所示.

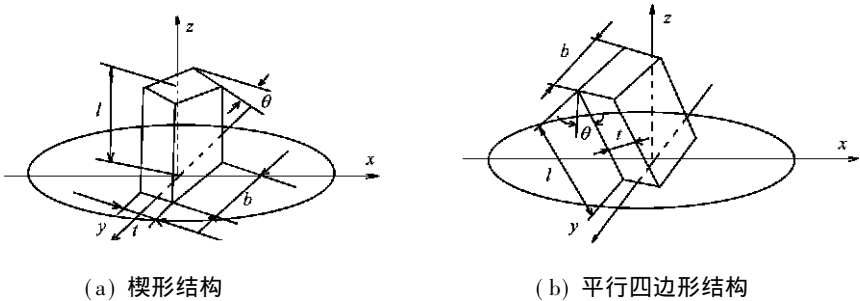


图 1 振动片的形状与结构示意图

在图 1 中, l 为长度, b 为宽度, t 为厚度. 压电换能器, 激励产生平行于长度方向的纵向振

动. 为了使振动片能够诱发垂直于长度方向(即沿厚度方向)的横向弯曲振动, 有两种可供选择的振动片结构方案. (1) 楔形结构, 如图 1(a) 所示. 其结构特点是振动片前端面为一楔形面, 楔形的倾斜角为 θ , 定子与转子装配后如图 2(a). 定子与转子中心线不平行, 两线间夹角为 θ . (2) 平行四边形结构, 如图 1(b) 所示. 其结构特点是振动片与定子的中心线不平行, 两线间夹角为 θ , 定子与转子装配后, 如图 2(b) 所示. 两者的中心线方向一致.

1.2 振动片的受力分析

下面分析两种结构振动片端部的受力情况, 如图 2 所示. 可以发现, 两者均受到两个力即 N (压力) 和 f (摩擦力) 的作用. 其中, N 分解出一个垂直于振动片长度方向的力 F_B , 正是这个

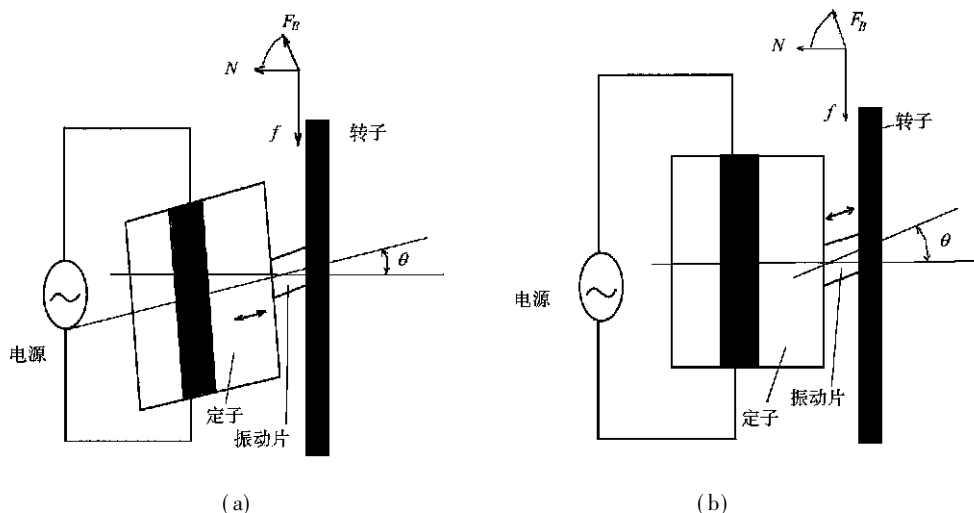


图 2 振动片式马达的两种结构方案

力诱导了振动片的弯曲振动. F_B 是一个具有周期性的力, 因为在每一个纵振动周期内, 振动片与转子都接触一次. 显而易见, 它的周期等于纵振动的运动周期.

通过对振动片的受力分析可知, 振动片的弯曲振动近似于悬臂梁的弯曲振动^[4]. 由振动的理论可知, 当所施外力的频率与振动体的固有频率相等时, 会引发振动体的共振, 从而得到最大的振动振幅. 依此理论, 在设计振动片时, 使它的某阶固有频率与纵振动的频率相等. 这样设计出来的振动片的弯曲振动, 将是某阶固有频率下的共振振型. 由悬臂梁的弯曲振动的振型公式^[6,6], 可得到前三阶的振型曲线, 如图 3 所示.

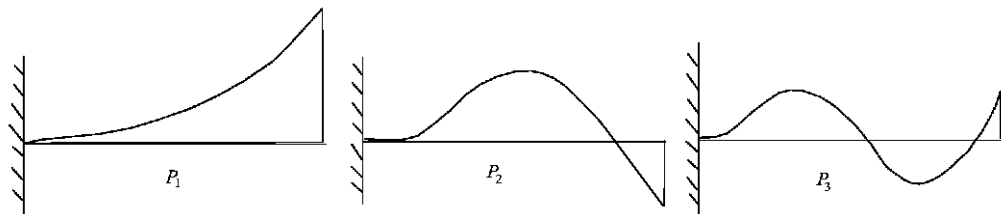


图 3 悬臂梁的前三阶振型曲线

一阶振型(基本振型)时, 梁端部的挠曲最大. 所以, 取一阶固有频率为工作频率(即纵振动的固有频率), 来设计振动片的尺寸.

2 振动片的尺寸设计

2.1 厚度与长度尺寸的确定

根据弹性振动理论分析, 振动片可视为悬臂梁. 其第一阶固有频率为^[1-3]

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{0.6\pi}{l} \right)^2 \cdot \frac{EI}{\rho b t^3} \quad (1)$$

式中 E 是弹性模量, I 是截面惯量矩 ($I = bt^3/12$), ρ 是密度, l 是振动片的长度, b 是振动片的宽度, t 是振动片的厚度. 利用式(1), 可得振动片厚度与长度间的关系式为

$$\frac{t}{l^2} = \frac{4\pi^2 f_0}{1.875^2} \cdot \frac{3\rho}{E} \quad (2)$$

选一种新型的模具钢作为振动片的材料, 其 $E = 0.22 \text{ TPa}$, $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. 取 $f_0 = 20 \text{ kHz}$, 可计算出当 $t(\text{mm})$ 分别为 0.20, 0.50, 0.75, 1.00 和 1.20 的时候, $l(\text{mm})$ 则分别为 2.93, 4.63, 5.67, 6.55 和 7.18.

2.2 宽度尺寸的确定

通过对式(2)的分析, 可知振动片的宽度不影响谐振. 所以设计振动片的宽度, 主要考虑宽度对振动片弯曲刚度的影响, 以及振动片端部与转子接触面积的大小. 振动片的截面惯量矩 I , 决定其弯曲刚度 EI . I 越大, 振动片的弯曲变形的能力越差, 导致端部的挠曲变形越小, 也就是横向振幅变小. 从图 4 可以看出, 随着宽度的增大, I 呈线性的增大. 因此, 为得到较大的横向振幅(横向振幅越大, 输出转速越大), 对宽度的选择, 原则上是越小越好. 但过小会导致振动片应力集中的根部疲劳, 强度降低而易断裂. 同时, 它会减少振动片与转子的接触面积, 削弱驱动力. 宽度的选择是依据这两方面的考虑综合决定的. 在文[1~4]中, 振动片宽度为 5 mm, 本文振动片的设计值以此为参考.

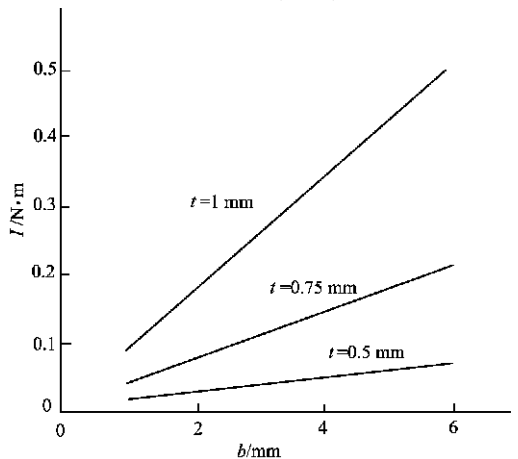


图 4 振动片宽度 b 与截面惯量矩 I 的关系

3 振动片结构尺寸因素的实验研究

振动片式超声波马达是通过振动片合成椭圆运动, 再通过摩擦力推动转子运转的. 所以, 振动片的结构尺寸因素, 对椭圆运动的合成、输出转速与力, 以及振动片的动态响应都有影响. 通过对不同条件下的振动片的比较实验, 得到关于振动片的各种特性的资料. 同时, 对得到的资料进行分析对比, 以便进行有针对性的优化设计.

3.1 测试实验台

图 5 为振动片式马达的测试实验台. J93025 型超声波发生器可产生高频交变电信号, 其频率范围是 $f = 16 \sim 24 \text{ kHz}$, 输出功率可调, 且最大功率为 250 W. 采用 PB-2 型数字频率计测

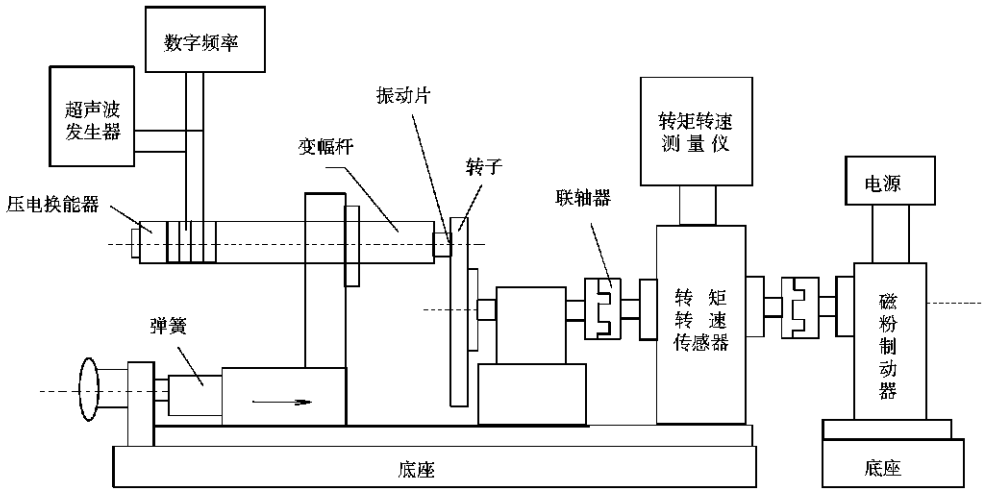


图 5 振动片式马达的测试实验台

量,显示超声波发生器的交变电信号的频率值.通过它可测得该实验中振动系统的共振频率. ZJ 型转速转矩传感器与 PYIA 型转速转矩仪连接,可测量出输出的转速与转矩数值大小. CZ-1 型磁粉制动器是用来对转子加载,测试负载特性的. 弹簧机构为调节预压力机构,通过它来改变振动片与转子间的预压力. 支撑架与变幅杆位移节面处的凸缘(厚度为 5 mm)用螺栓连接. 转子盘的半径设计为 55 mm.

3. 2 平行四边形结构和楔形结构振动片的输出特性对比

取相同的结构尺寸做比较,两种结构 $t=1.0\text{ mm}$, $l=6.55\text{ mm}$, $b=5\text{ mm}$. 这两种结构的振动片有相同的固有频率,在实验台上测得实际的共振频率 $f=17.9\text{ kHz}$. 在输入电压为 145 V 时,其输出转矩 I_o 、转子转速 n 和输出功率 W ,即输出特性与预压力 P 的变化关系,如图 6 所

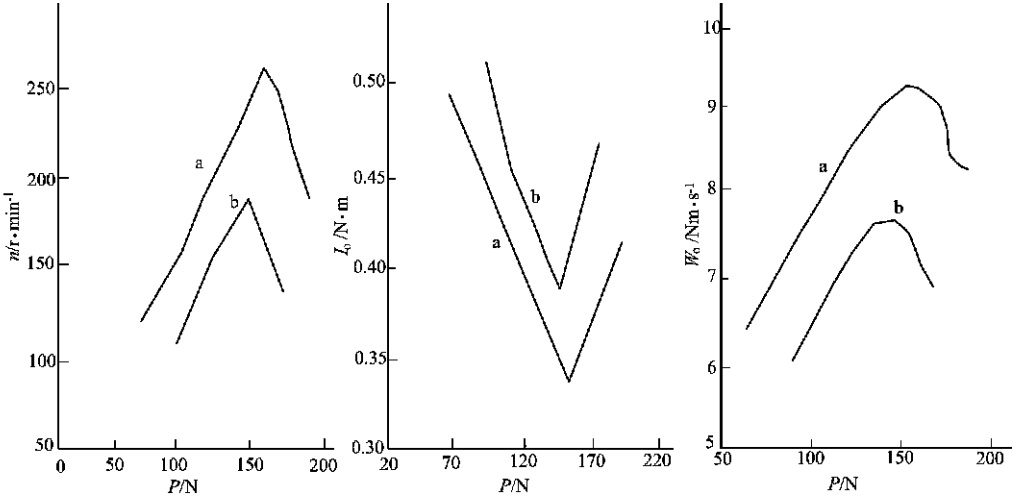


图 6 两种结构振动片的输出特性与预压力的关系曲线图

示. 图中, 曲线 a, b 分别为平行四边形结构和楔形结构振动片. 输出功率 $W = FV$, F 为接触点的切向力 V 为接触点的切向速度. 所以, 根据输出转矩 I 与速度, 可求得输出功率. 从图中可

以看出,在相同的预压力下,平行四边形片的输出转速要高于楔形片,但楔形片的输出转矩要比平行四边形的大.在输出功率方面,平行四边形的较楔形片的大.在实验中还发现,平行四边形片在较小的预压力下,就可以平稳的输出转速,且无滑擦声(振动片与转盘面接触而产生的滑动摩擦声).而楔形片要加较大的预压力才无滑擦声,进入平稳运转状态.可见,除了输出转矩外,平行四边形的其余输出特性优于楔形片.此外,振动片为平行四边形结构的马达,其定子与转子中心线互相平行,易于装配且结构简单.因此,下面主要针对平行四边形片的不同结构参数,进行对比实验.

3.3 不同倾斜角平行四边形振动片的输出特性对比

分别取不同倾斜角,但其它结构尺寸相同的平行四边形振动片做比较实验.在实验台上,测得实际的共振频率 $f = 17.9 \text{ kHz}$. 在输入电压为 145 V 时,其输出特性与预压力 P 的变化关系,如图 7 所示. 图中, $t = 1 \text{ mm}$, $l = 6.55 \text{ mm}$, $b = 5 \text{ mm}$, 曲线 a, b, c 倾斜角($^\circ$)分别为 6, 4

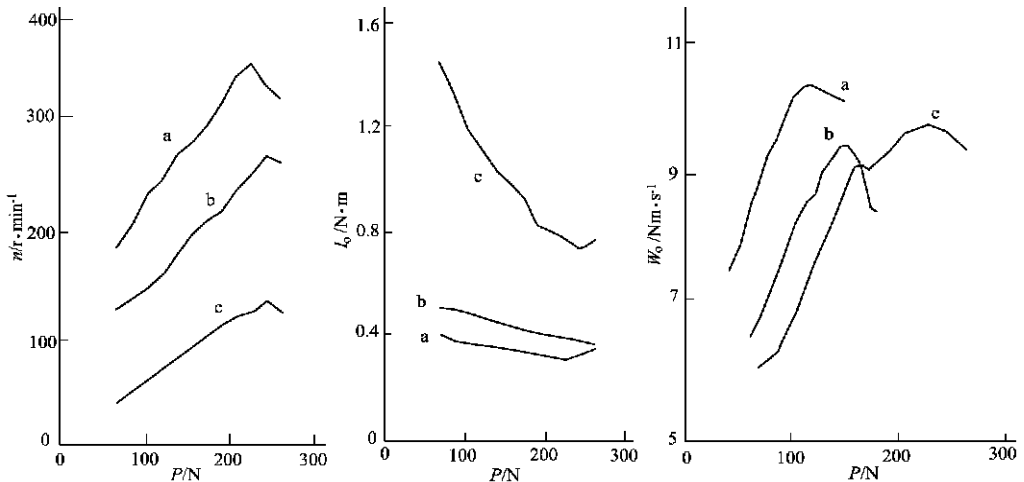


图 7 不同倾斜角的平行四边形振动片输出特性与预压力的关系曲线图

和 2. 由图可知,在相同的预压力下,6 片的输出转速最大,但转矩最小;2 片的输出转矩最大,但输出转速最小;4 片则介于两者中间.由功率图可以看出,角度越大的片,输出功率也越大.在实验中还发现,角度较小的片需加较大的预压力,才能有稳定的速度输出,而角度较大的片只需加较小的预压力,就有稳定的速度输出.另外,在实验中也发现,6 片在最高转速时,运行了几分钟后,便从根部断裂;而 2 片则运行稳定,无异常.

3.4 不同厚度和长度的平行四边形振动片的输出特性对比

选取不同厚度 t 和长度 l 的平行四边形振动片,进行对比实验.在实验台上,测得实验的共振频率为 $f = 17.9 \text{ kHz}$. 在输入电压为 145 V 时,分别测出 4 种不同厚度的振动片的输出特性与预压力的变化关系,如图 8 所示(图中倾斜角均为 4° ;宽度为 5 mm). 曲线 a, b, c, d 的 t (mm) 和 l (mm), 分别为 0.5, 4.63; 0.75, 5.67; 1.0, 6.55; 1.2, 7.18. 由图可以看出,在相同预压力下,0.75 mm 的厚度片的输出转速最大,0.5 mm 厚度片与 1.2 mm 厚度片的输出转速比较小,1.0 mm 厚度片的介于两者中间.其中,0.5 mm 厚度片在很小的预压力下,就达到了最大输出转速.1.2 mm 厚度片的情况类似,而且它们的输出速度随预压力的变化范围很窄.比较转矩输出,较大的是 0.5 mm 厚度片和 1.2 mm 厚度片,最小的是 0.75 mm 厚度片.功率输

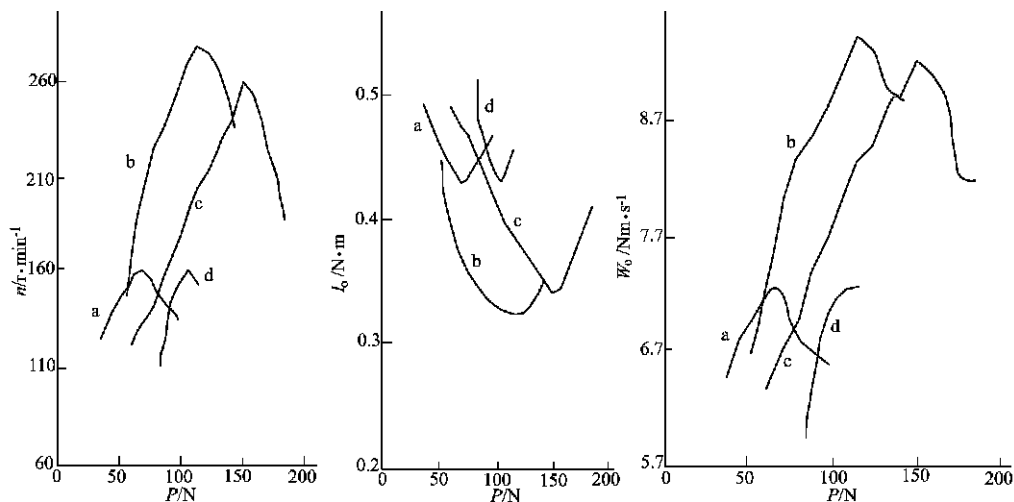


图8 不同厚度平行四边形振动片的输出特性与预压力的关系曲线图

出较大的是 0.75 mm 厚度片和 1 mm 厚度片, 0.75 mm 厚度片在最大输出功率点处, 其预压力较小。

3.5 不同宽度平行四边形振动片的输出特性对比

选取不同宽度的平行四边形振动片, 进行对比实验. 在实验台上, 测得实际的共振频率为 $f = 17.8 \text{ kHz}$. 在输入电压为 145 V 时, 测试 2 种不同宽度的振动片, 其输出特性与预压力的变化关系, 如图 9 所示. 图中, $t = 1 \text{ mm}$, $l = 6.55 \text{ mm}$, 曲线 a, b 的宽度 $b(\text{mm})$ 分别为 7, 5. 在实

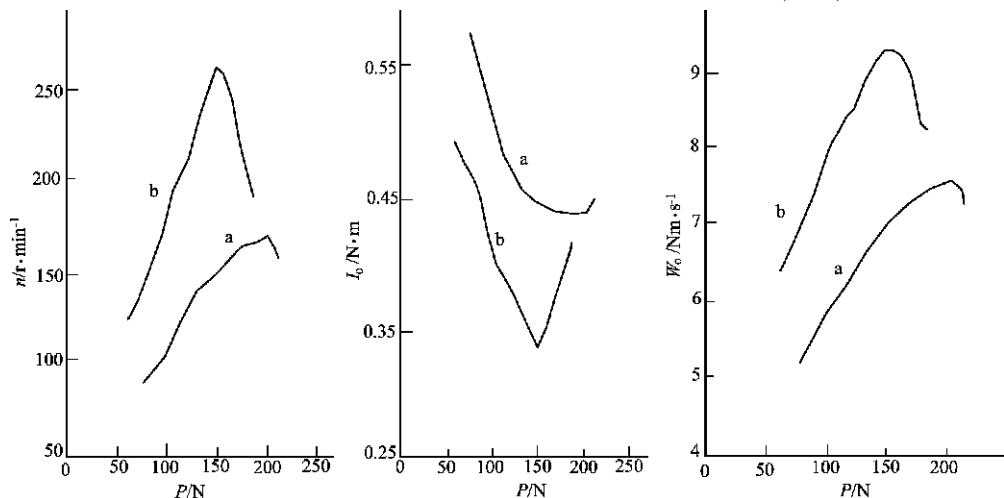


图9 不同宽度振动片输出特性与预压力的关系曲线图

验中, 3 mm 宽度片在稳定输出 2 min 左右, 便从根部断裂. 因此, 没有取得有效的实验数据. 对比 7 mm 宽度片和 5 mm 宽度片, 在相同的预压力下, 前者的输出转速小于后者. 而且, 前者需加较大的预压力, 才能取得最大转速. 前者的输出转矩较大. 5 mm 宽度片的输出功率比较大, 且取得最大功率输出对应的预压力值比 7 mm 宽度片的小. 3 mm 宽度片在很小的预压力 (对比其它两宽度片) 下就有较大的输出转速 ($400 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 左右), 且伴有较大的摩擦声.

4 结论

在相同的工作频率及输入电压的条件下,通过对振动片输出特性的比较,可得出7点结论。(1)在相同预压力下,结构尺寸与倾斜角相同的平行四边形振动片,其输出转速与功率大于楔形片。而不同倾斜角,相同尺寸的平行四边形振动片,角度越大的振动片输出转速越大,功率也越大。(2)基于同一频率设计的不同厚度与长度的平行四边形振动片,其输出情况比较复杂。0.5 mm与1.2 mm厚度片的输出较低,0.75 mm与1.0 mm厚度片的输出转速比较高。可以看出,输出转速并不单纯地随厚度与长度的增加而增大,而是在一定范围内,其先随厚度与长度的增大而增大,随后又降低。(3)所有的振动片当输出转速增大时,输出转矩都会减小。(4)倾斜角小的振动片,会得到更大的输出转矩。(5)振动片的厚度或者宽度值增大,都会得到更大的输出转矩。(6)预压力是产生输出必不可少的条件之一。(7)输出功率取决于输出转速与转矩的大小。通过实验资料的计算分析,转速对输出功率的影响较大。

参 考 文 献

- 1 见城尚志,指田年生著. 超音波モータ入门[M]. 东京:综合电子出版社,1993. 99~118
- 2 指田年生著. 超音波驱动モータの试作[J]. 应用物理, 1985, 51: 713~720
- 3 石菊荣. 振动片式超声波马达的理论与实验研究[D]:[学位论文]. 泉州:华侨大学机电工程系, 1999. 49~54
- 4 徐方迁,程存弟,贺西平. 超声马达振动片的理论与设计[J]. 声学学报, 1995, 20(3): 199~205
- 5 杨桂通,张善元. 弹性动力学[M]. 北京:中国铁道出版社, 1988. 3~219
- 6 洪尚任. 超声波马达[J]. 自动化仪表, 1996, 17(10): 25~29

Design and Experimental Study of the Vibrating Reeds in Ultrasonic Motor

Xu Lujun Hong Shangren Shi Jurong

(College of Electromech. Eng. & Auto., Huaqiao Univ., 362011, Quanzhou)

Abstract Fairly detailed data about the vibrating reeds in wedge-type ultrasonic motor are obtained after designing different vibrating reeds and experimentally studying them. Some conclusions are obtained by analysing and comparing these data as well as by studying the effects of structure, dimension, dip, etc. of vibrating reed on the characteristic of its output. These conclusions are important and valuable for designing and making ultrasonic motor of the same type.

Keywords ultrasonic motor, vibrating reed, struture design, output character