

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2023.03.001

新型双压电制动高频压电点胶阀设计

吕思源, 赵润茂, 陈刚*, 王麒程, 吴敏, 郑俊杰

(浙江理工大学机械工程学院, 浙江杭州 310018)

摘要:为了满足半导体制造与封装行业日益精密的点胶需求,课题组设计了一种新型双压电陶瓷驱动喷射点胶阀。该结构的压电陶瓷与放大杆形成 90° 传动角,传力效率高,销轴处采用陶瓷轴瓦从而起到自润滑作用,减少了放大机构与销轴之间的摩擦;并开展点胶阀喷射能力研究,利用ANSYS对点胶阀放大结构的位移、受力及模态进行分析;建立点胶阀工作过程的流体动力学模型,对其喷射阶段进行分析,并讨论了出胶速度与压力、撞针球径等结构参数的关系;利用FLUENT软件对喷胶过程进行二相流仿真,研究了点胶阀工作时压力及胶体喷射速度的变化过程、分析了不同进胶压力及孔径对胶体喷射速度的影响。研究结果表明该结构的输出位移、受力和共振特性均满足其基本喷射能力所需要的条件,仿真实验证明了该点胶阀结构具备高频特性。课题组提出的新型双压电制动高频压电点胶阀及其喷胶过程动力学分析方法为研究精密点胶技术提供了新思路。

关键词:点胶阀;压电陶瓷;高频点胶;位移放大;陶瓷轴瓦

中图分类号:TH138.52 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2023)03-0001-08

New Type of High Frequency Jetting Dispenser with Double Piezoelectric Brake

LÜ Siyuan, ZHAO Runmao, CHEN Gang*, WANG Qicheng, WU Min, ZHENG Junjie

(School of Mechanical Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to meet the increasingly precise dispenser needs of the semiconductor manufacturing and packaging industry, a new type of double piezoelectric driven jetting dispenser was designed. The piezoelectric of this structure formed a 90° transmission angle with the amplifier rod, which has high force transmission efficiency. The ceramic bearing bush was used at the pin shaft to play a self-lubricating role and reduce the friction between the amplification mechanism and the pin shaft. In addition, the injection capability of jetting dispenser was studied. The displacement, force and mode of the jetting dispenser amplification structure were analyzed by ANSYS. It was proved that the output displacement, force and resonance characteristics of the structure met the requirements of its basic injection capability. Furthermore, the hydrodynamic model of the jetting dispenser was established, and the injection stage was analyzed. The relationship between the dispensing speed and the structural parameters such as pressure and the diameter of the needle was discussed. Then, the two-phase flow simulation of the glue spraying process was carried out by using FLUENT, and the change process of the pressure and the glue spraying speed during the operation of the jetting dispenser was studied; The influence of different glue supply pressure and nozzle radius on the glue spray velocity was analyzed. The results show that the output displacement, stress, and resonance characteristics of the structure meet the conditions required for its basic injection capacity. The simulation study proves that the jetting dispenser structure has high frequency characteristics. The proposed new high-frequency piezoelectric jetting dispenser with double brakes and its analysis method for the dynamics of the dispenser process provide a new structure and research ideas.

收稿日期:2022-11-30;修回日期:2023-02-30

基金项目:浙江省自然科学基金项目(LY20E050018)。

第一作者简介:吕思源(1999),男,福建南平人,硕士研究生,主要研究方向为机电一体化。通信作者:陈刚(1986),男,山东淄博人,工学博士,副教授,主要研究方向为机器人。E-mail:gchen@zstu.edu.cn

Keywords: jetting dispenser; piezoelectric stack; high frequency dispensing; displacement amplification; ceramic bearing bush

流体点胶技术属于精密仪器技术,广泛应用于医药、光学、光电、半导体制造与封装等行业^[1]。点胶形式主要分为接触式和喷射式,喷射式点胶得益于其高精度及高效率,应用最为普遍。喷射点胶阀工作时不与目标接触,通过阀体内部撞针的高频往复运动将出胶口附近胶液挤出,在目标位置实现涂覆,可以构造出点、线等喷胶轨迹。

目前喷射点胶阀主要驱动方式有压电陶瓷式驱动^[2]、电磁式驱动和气动式驱动^[3]。压电元件的高响应特性可以实现工业上对点胶阀的精度和频率需求,但压电陶瓷式点胶阀由于压电叠堆的输出位移较小,需要采用放大机构。邓圭玲等^[4]设计了基于柔性梁驱动的喷射阀,由于位移放大杆结构限制了喷射阀的频率上限,因此难以实现大于 200 Hz 的高频率的胶点喷射。Nguyen 等^[5]设计了直驱式的压电堆驱动喷射阀,由于放大机构设计的不足,喷射阀工作时位移放大比不够,难以满足高黏度的喷胶需求。目前主流的放大方式是通过放大机构材料的弹性变形来放大压电叠堆输出位移^[6-8],这种放大方式频率响应上限低,长期使用弹性材料容易发生失效断裂^[9]。

为了实现胶水高精密及高效率的分配^[10-11],课题组提出了一种具有大传动角的双压电制动新型喷射点胶阀,相对于其他传统的柔性铰链放大方式,该结构具有可靠性好,频率响应上限高,传力效果好等优点。

1 喷射点胶阀结构设计及工作原理

1.1 喷射点胶阀结构

图 1 所示为课题组提出的双压电制动新型喷射点胶阀的结构。双压电制动新型喷射点胶阀主要包括:点胶阀壳体、2 组叠堆压电陶瓷、位移放大机构、预紧螺栓及预紧连杆、喷胶撞针、端盖以及旋转销轴和轴瓦。该机构采用新型放大机构配合双压电陶瓷反相工作(一个压电陶瓷张紧,另一个压电陶瓷放松),双压电陶瓷的固定距离不变,受力较为平衡,能起到很好的防松效果。2 组完全相同的压电叠堆分别与放大机构的上端和下端连接,并通过预紧螺栓和预紧连杆实现对陶瓷预紧力的精确控制,位移放大机构的右端通过

销轴、轴瓦实现和箱体的连接,左端通过螺母和撞针实现固连。

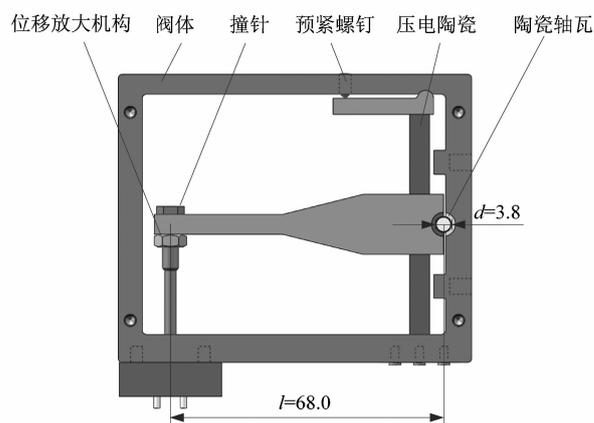


图 1 双压电制动新型高频喷射点胶阀结构
Figure 1 Structure of new type of high frequency jetting dispenser with double piezoelectric brake

课题组所设计的新型喷射点胶阀具有如下特点:

①该点胶阀的位移放大机构是通过机构运动进行位移放大和力的传递,而不是传统的通过材料形变来放大位移,并且该机构的传动角大,传力效果好。②放大机构右端的销轴和轴瓦由陶瓷制成,具有良好的自润滑效果,在点胶阀工作时极大地减少了放大机构与箱体之间的摩擦。③撞针下方有一个阶梯导套,由聚醚醚酮制成,具有良好的自润滑性,可以极大地减少撞针与壁面的摩擦,增加了撞针的使用寿命。④阀杆下方为出胶口,采用高硬度、耐磨的钨钢制成,保证了喷嘴在长期高频率工作下的使用寿命;喷嘴和撞针为可拆卸式,便于更换不同直径的撞针和不同孔径的喷嘴。

压电点胶阀的整体尺寸为 88 mm × 72 mm × 25 mm,压电陶瓷尺寸为 5 mm × 5 mm × 20 mm。

1.2 喷射点胶阀的工作原理

首先,在点胶阀工作之前通过预紧螺栓将压电陶瓷预紧^[12],并输入如图 2 所示的驱动信号,在下压电陶瓷接入电压时,下压电陶瓷通电发生形变,上压电陶瓷断电保持不变,驱动位移放大杆向上运动,由于位移放大杆和撞针通过螺母固定连接,导致撞针向上打开喷胶口,胶液受进胶压力被挤入胶腔内部。

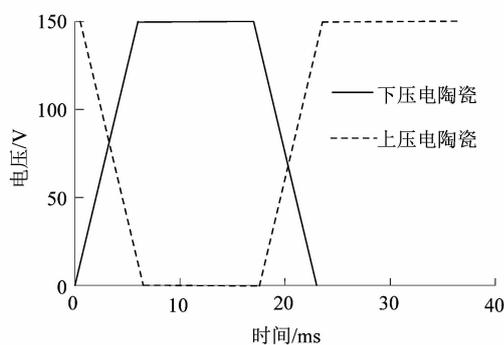


图2 喷射阀驱动信号

Figure 2 Drive signal of jetting dispenser

在上压电陶瓷接入电压时,下压电陶瓷断电回位,上压电陶瓷通电伸长,驱动杠杆作一个竖直向下的运动,撞针穿过导套向下挤压,从而完成胶腔内液体的喷射。

点胶阀工作过程中通过2个压电陶瓷交替的伸长、缩短,驱动撞针做往复运动,从而实现点胶阀的稳定喷射点胶,实际控制过程中可以通过改变上、下压电陶瓷的脉宽占比和驱动电压 U 的幅值来调节工作的频率和撞针的位移。

1.3 位移放大机构的仿真分析

由于压电陶瓷的输出位移很小,难以实现胶水的喷射,故需要放大机构对压电陶瓷的输出位移进行放大。目前点胶阀对撞针的行程要求为 $150 \sim 300 \mu\text{m}$ ^[12-13],且机构的共振频率要满足小于点胶阀的工作频率的要求。

课题组利用 ANSYS 软件对所设计的位移放大机构进行模态分析,模拟该结构在不同共振状态下的振动形态,并对放大机构所受应力和输出位移进行计算。位移放大机构的有限元模型中所选主要部件材料及其特性如表1所示。

表1 主要部件材料及其特性

Table 1 Main components materials and their characteristics

材料	弹性模量 E/GPa	泊松比 μ	密度 $\rho/$ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	许用应力 σ/MPa
氧化铝陶瓷	340	0.22	3 200	2 200
硬铝合金	70	0.30	2 705	215

1.3.1 静力学分析

在利用 ANSYS 对放大机构输出位移进行仿真时,设置压电陶瓷输入 $20 \mu\text{m}$ 位移,一端设置为旋转绕着销轴运动,得出的位移与等效应力变化云图如图3所示。

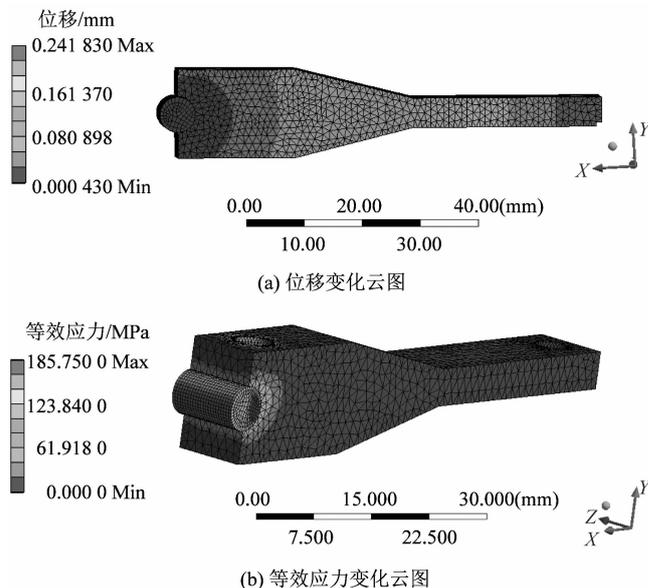


图3 放大机构静力学分析结果

Figure 3 Results of static analysis of amplified mechanism

由图3(a)可知,当压电陶瓷输入位移为 $20 \mu\text{m}$ 时,放大机构传递给撞针的位移约为 0.24 mm ,放大比约为12,基本满足撞针的行程要求;由图3(b)可知当压电陶瓷输出最大力 $1\ 600 \text{ N}$ 时,放大机构应力最大处约为 185 MPa ,未超过材料的许用应力,可以较好地满足胶体的喷射要求。

1.3.2 模态分析

模态分析是根据结构的固有特性,包括频率、阻尼和振型去分析这些模态参数的过程。通过模态分析可以计算所设计的机械结构在不同频率下发生的振动响应,由于压电陶瓷自身的工作频率高达几千赫兹,为了避免发生共振,影响机构的正常工作甚至造成机构损坏,需要对位移放大机构进行振型分析,从而了解机构的特性。

设置好模态分析所需的参数和约束,一般分析前6阶振型来判断高频喷射下是否会引起机构的共振,前6阶模态振型结果如图4所示。

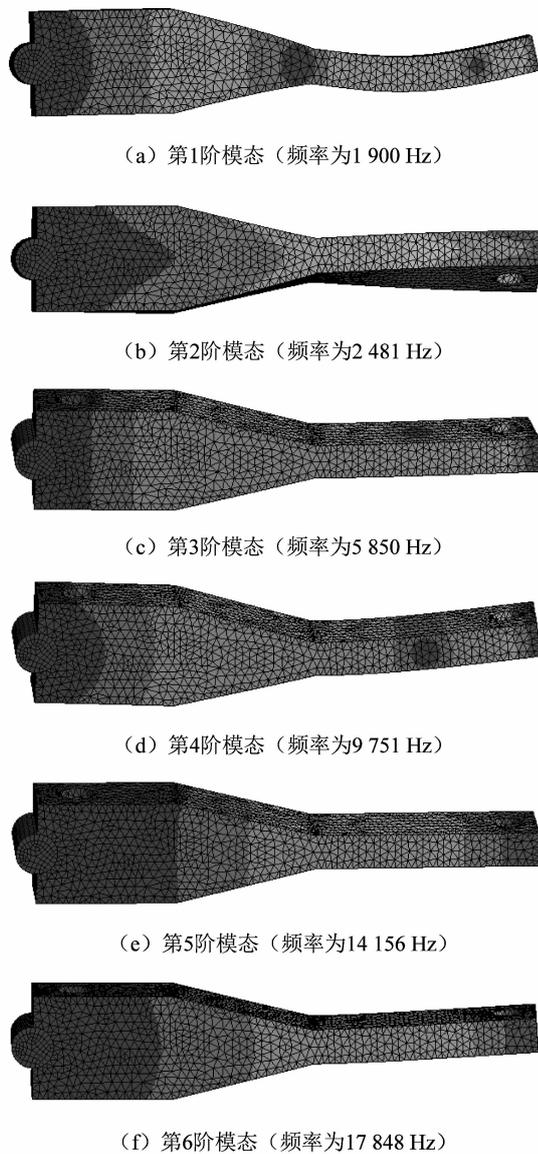


图4 前6阶放大机构模态分析结果
Figure 4 Results of modal analysis of amplified mechanism first six orders

由图4可知:第1和第6阶模态为位移放大机构输出位移方向上的变形;第3阶和第5阶模态为放大机构的侧向摇摆变形;第2阶和第4阶模态为非常规变形,可以忽略对机构工作的影响。通常点胶阀的最高工作频率不超过800 Hz^[14],与第1阶振型的工作频率仍有较大差距,所以这几种模态都没有对喷射点胶阀的正常工作造成不良影响。该模态研究也进一步证实了双压电驱动放大机构的高频率功能,为喷射点胶阀的高频率工作提供了结构依据。

2 喷射过程流体动力学分析

喷胶阀的撞针在喷嘴腔内的往复运动是胶液喷射的根本原因。胶液的喷射过程是机械结构运动与流体运动的耦合过程。因此课题组将胶体喷射过程建立流体动力学模型,通过流体力学理论计算分析液滴成型与结构及外部条件的具体关系,为实现对喷射过程的精确控制奠定基础。

如图5所示,根据点胶阀工作时腔体内胶水的分布建立坐标系,取一半径为 r ,长度为 dy ,厚度为 dz 的圆环进行微元分析。

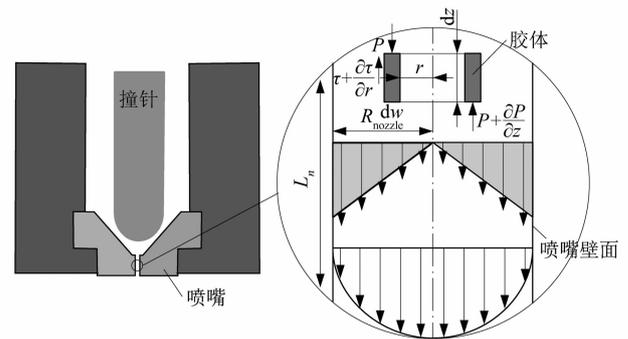


图5 撞针-喷嘴流体动力学模型

Figure 5 Needle-nozzle hydrodynamic model

根据加速度定律对胶液在喷嘴孔内的受力分析可得:

$$2\pi r dr \cdot P - 2\pi r dr \left(P + \frac{\partial P}{\partial Z} dz \right) - 2\pi (r + dr) dz \cdot \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial r} dr \right) + 2\pi r dz \cdot \tau + 2\pi r dr dz \cdot \rho g = 2\pi r dr dz \cdot \rho \cdot a. \quad (1)$$

式中: ρ 为圆环胶水的密度, kg/m^3 ; g 为重力加速度, m/s^2 ; τ 为圆环受到的横向剪切力, N ; a 为上压力和下压力共同作用下产生的胶水加速度, m/s^2 。

若用 $\frac{dw}{dt}$ 来代替加速度 a , w 是胶体的瞬时速度(喷嘴面积固定,只在 Z 方向上发生变化),式(1)可以转换为:

$$-\frac{\partial P}{\partial Z} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (\tau \cdot r) = \rho \frac{dw}{dt}, 0 \leq r \leq R_n. \quad (2)$$

通过黏性流体的伯努利方程可得,胶体流过单位长度后由于摩擦力作用而损失的机械能为一个常数 C ,即:

$$\frac{dP}{dZ} = \frac{\Delta P}{L_n} = \frac{P_{\text{input}} - P_{\text{output}}}{L_n} = C。 \quad (3)$$

式中: P_{input} 为喷嘴内端面的压力,Pa; P_{output} 为喷嘴外端面的压力,一般为大气压值,Pa; ΔP 为喷嘴内外端面的压力差,Pa; L_n 为喷嘴流道的长度,m。

由幂律流体的流变模型可得剪应力 τ 与胶体黏度 μ 之间的关系,即:

$$\tau = -\mu \left(-\frac{\partial w}{\partial r} \right)^n。 \quad (4)$$

式中: n 为流变系数; μ 为胶体的动力黏度,Pa·s。

胶体在喷嘴内为定常流动时,速度变化量为零。由此将式(3)、式(4)代入式(2)中可得:

$$\frac{\Delta P}{L_n} - \mu \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(-\frac{\partial w}{\partial r} \right)^n \right) = 0。 \quad (5)$$

在无滑移边界条件下: $r = R_n$ 时, $w = 0$; $r = 0$ 时, $\tau_0 = 0$ 。将其代入式(5)可得到胶体流速沿 r 方向上的分布:

$$v(r) = \frac{n}{n+1} \left(\frac{\Delta P}{2\mu L_n} \right)^{\frac{1}{n}} \left(R_n^{(1+\frac{1}{n})} - r^{(1+\frac{1}{n})} \right)。 \quad (6)$$

胶体体积流量 Q_n 和流速有:

$$Q_n = \int_0^{R_n} 2\pi r w(r) dr。 \quad (7)$$

将式(6)代入式(7)计算可得:

$$Q_n = \frac{n\pi}{3n+1} \left(\frac{\Delta P}{2\mu L_n} \right)^{\frac{1}{n}} R_n^{(3+\frac{1}{n})}。 \quad (8)$$

由式(7)可得喷嘴内胶体的平均流速 $v(r)$ 及流出的胶体体积 V_{output} 为:

$$\overline{v(r)} = \frac{Q_n}{\pi R_n^2} = \frac{\Delta P}{8\mu L_n} R_n^2; \quad (9)$$

$$V_{\text{output}} = \int_0^{t_{\text{on}}} Q_n dt = \frac{\pi}{8} \frac{\Delta P}{\mu L_n} R_n^4 t_{\text{on}}。 \quad (10)$$

式中: t_{on} 为点胶阀工作时间,喷嘴打开和关闭的瞬间胶体的压力变化忽略不计,即 ΔP 为常量;流变系数 n 取值为1。

由式(10)可知,喷射点胶阀单次工作的喷胶体积以及喷射速度与很多因素有直接关系,包括喷嘴孔两端压力差、喷嘴孔长度、喷嘴孔径、胶体黏度和喷嘴开关时间等^[16]。

3 喷射点胶流体仿真

为了更好地展现点胶阀工作的过程,探究胶液喷射

的一般规律,课题组采用流体动力学仿真分析软件FLUENT对胶体成型过程进行仿真,分析各个变量对胶体喷射成型的影响。

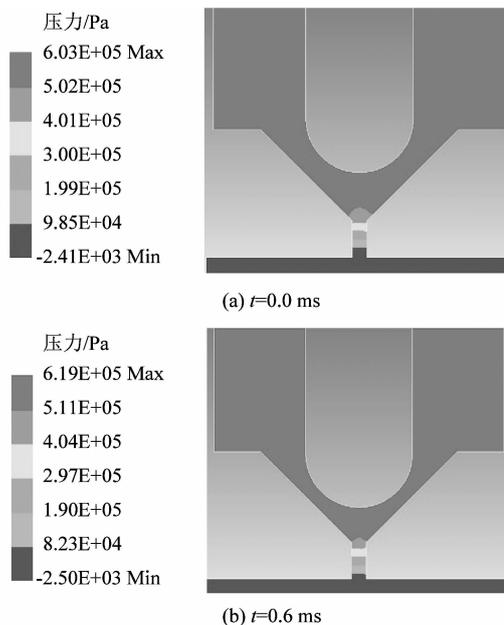
首先利用Design Modeler建立喷嘴-撞针的仿真模型,再将划分好网格的模型导入FLUENT中,利用自定义的UDF函数对撞针进行动网格分析。模型中喷嘴孔直径设置为200 μm,喷嘴口长度为500 μm,胶腔直径为4 mm,撞针直径为3 mm,撞针头部球面半径 R 为1.5 mm,设置初始进胶压力为0.6 MPa。由于喷嘴及阀杆都为对称的回转体,所以在仿真时简化为2维模型以节约FLUENT的计算空间。

3.1 撞针向下运动时喷嘴所受的压力

根据式(9)和(10)可知在主体结构参数及胶水参数不变的情况下,喷射速度和喷射体积主要由喷嘴两端的压力差以及喷嘴孔径所决定。课题组通过仿真实验研究喷射速度和喷射体积对喷射胶点的效果的影响。

设置撞针的运动行程为0.24 mm,撞针速度为0.3 m/s向下运动,喷嘴口处的压力分布云图如图6所示。

图6所示为点胶阀单次工作过程中6个不同时间段形成的压力云图。由图6可知:当撞针开始以0.3 m/s的速度向下撞击喷嘴的过程中,胶腔内的整体压力逐渐增大;当撞针撞击到喷嘴时,胶腔形成一个密闭腔且压力值突变达到顶峰。



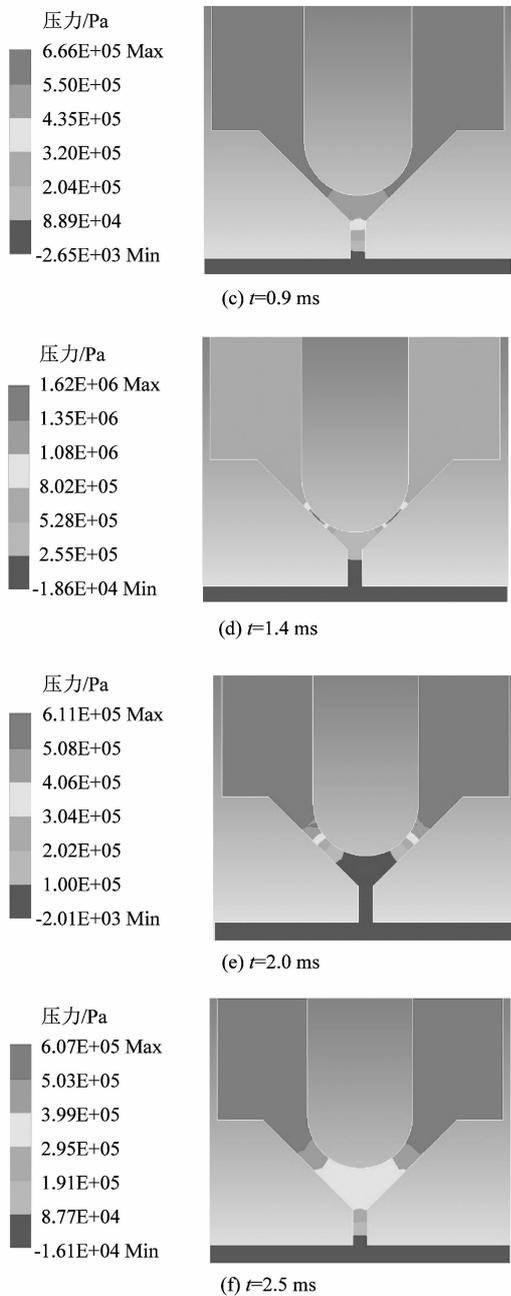


图 6 喷嘴口处压力变化云图
Figure 6 Cloud chart of pressure change at nozzle orifice

图 7 所示为胶压力为 0.6 MPa, 喷嘴半径为 0.1 mm, 撞针半径为 1 mm 的点胶阀工作时喷嘴口处的压力曲线。

由图 6 及图 7 可知, 撞针从最高位置向下挤压胶水的过程中, 当撞针刚开始移动时, 其距离喷嘴口较远, 胶液在撞针的挤压下沿着撞针的外侧和胶腔的内侧向上流动; 当撞针移动到距离喷嘴足够小的间隙时,

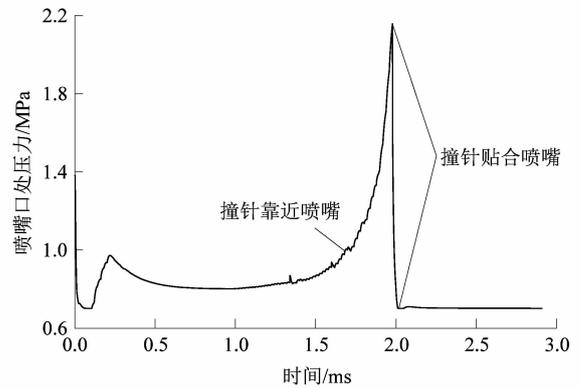
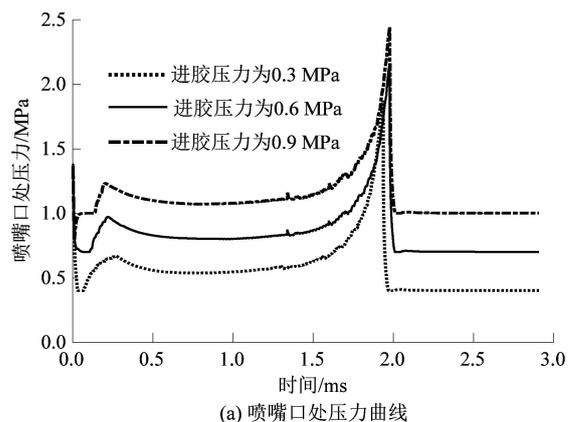


图 7 喷嘴压力曲线
Figure 7 Pressure curve of nozzle

由于胶体本身的黏性力和表面张力, 胶体难以通过较小的间隙, 导致喷嘴口附近的胶液压力增大; 同时由于部分压力转换为胶液的动能, 且撞针与喷嘴之间的距离越来越窄, 喷嘴口处的压力呈现稳步增加; 当撞针向下撞击到喷嘴时, 撞针与喷嘴处于完全贴合状态并且切断了胶液进入喷嘴口的通道, 胶腔内的压力突变减小为供胶压力。

供胶压力在点胶阀工作的初始阶段作为主要驱动力, 在喷嘴半径为 0.1 mm, 撞针半径为 1 mm 的仿真条件下, 通过改变供胶压力, 并保持其他结构参数不变, 得到的仿真结果如图 8 所示。

由图 8(a)可知随着供胶压力的增大, 撞针与喷嘴腔内的压力也不断增大, 并且更大的供胶压力带来的瞬时高压也会更大。瞬时压力大可以更好的完成高黏度胶水的喷射。由图 8(b)可知随着供胶压力的增大, 喷嘴内胶液的流速也更大。由仿真结果可知通过增大供胶压力可以更好地完成高黏度、大流量的喷射点胶。



(a) 喷嘴口处压力曲线

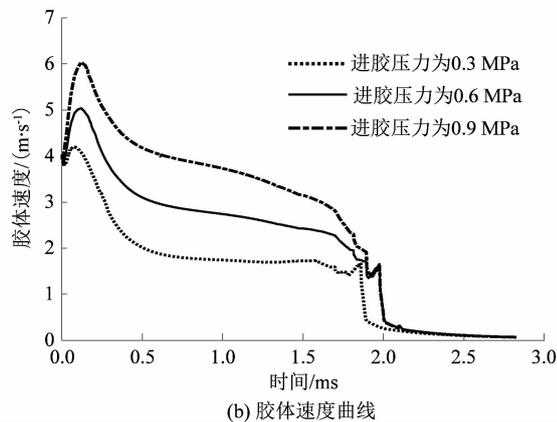


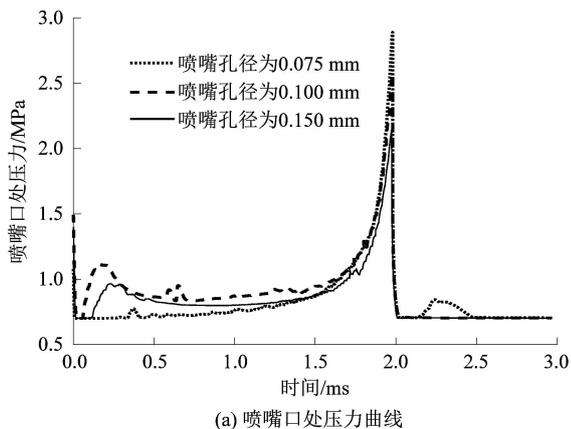
图8 不同供胶压力下喷嘴口处压力与胶体速度

Figure 8 Glue speed and nozzle pressure under different glue supply pressures

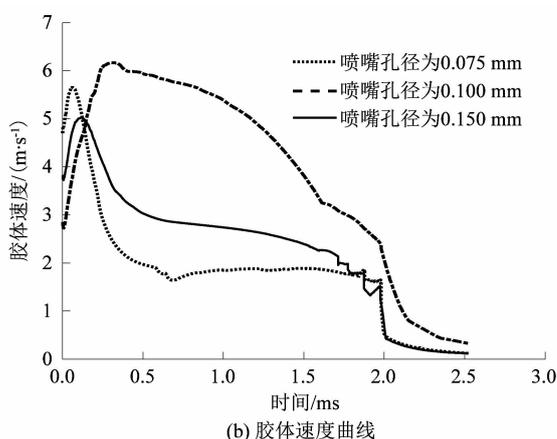
将边界条件(喷嘴长度 L_n 为 0.24 mm, 喷嘴孔径 R_n 为 0.100 mm, 动力黏度 μ 为 1.41 Pa·s)代入式(9), 将图8(a)所示压力曲线求平均代入 ΔP , 求出理论平均胶体流速分别为: 1.67 m/s (供胶压力为 0.3 MPa), 2.15 m/s (供胶压力为 0.6 MPa) 和 2.95 m/s (供胶压力为 0.9 MPa)。图8(b)仿真得到的平均胶体流速为 1.80 m/s (供胶压力为 0.3 MPa), 2.40 m/s (供胶压力为 0.6 MPa) 和 3.16 m/s (供胶压力为 0.9 MPa)。可以看出虽然仿真和理论值有一定误差, 但总体趋势是一致的。故增大进胶压力可以有效提高胶体的喷射速度。

3.2 喷嘴孔的孔径对胶液喷射的影响

喷嘴孔的孔径也是影响胶液喷射的重要因素之一, 在不改变其他结构尺寸以及边界条件的情况下, 只改变喷嘴孔的孔径进行仿真, 得到如图9所示的压力分布曲线以及喷嘴孔内胶液流速曲线。



(a) 喷嘴口处压力曲线



(b) 胶体速度曲线

图9 不同喷嘴半径下喷嘴口处压力与胶体速度曲线

Figure 9 Curves of glue speed and nozzle pressure under different nozzle radii

由图9(a)可知喷嘴孔的孔径越小, 撞针和喷嘴孔贴合时的瞬时压力就越大。这是因为在点胶阀工作的过程中, 撞针与喷嘴之间的胶液是通过撞针和喷嘴的缝隙沿着撞针外侧流出的。由于撞针不断向下运动, 撞针与喷嘴之间的间隙不断缩小, 胶腔内的绝大部分的胶液需要将压力转换为动能从喷嘴孔射出。因此喷嘴孔径越小, 在撞针与喷嘴孔贴合时产生的瞬时压力越大。由图9(b)可知, 随着喷嘴孔径的缩小, 喷嘴流速也会不断缩小。这也与式(9)的结果相吻合。若要保持胶液的流速不变, 按一定倍数减小喷嘴孔径则需要以平方倍增加进胶压力。因此可以通过改变喷嘴孔的孔径来调节胶滴的大小, 满足不同工况下的点胶需求。

将边界条件(喷嘴长度 L_n 为 0.24 mm, 喷嘴孔径 R_n 为 0.075, 0.100 和 0.150 mm, 动力黏度 μ 为 1.41 Pa·s)代入式(9), 将图9(a)所示压力曲线求平均代入 ΔP , 求出理论平均胶体流速分别为 1.63 m/s ($R_n = 0.075$ mm), 2.34 m/s ($R_n = 0.100$ mm) 和 4.2 m/s ($R_n = 0.150$ mm); 图9(b)仿真得到的平均胶体流速为 1.80 m/s ($R_n = 0.075$ mm), 2.57 m/s ($R_n = 0.100$ mm) 和 3.92 m/s ($R_n = 0.150$ mm)。平均胶体流速的理论仿真结果偏差在 10% 以内。可以看出增大喷嘴孔径明显提高了胶体的喷射速度, 但喷嘴孔径过大也容易造成散点、卫星滴等现象。

4 结语

课题组设计了基于杠杆放大的双压电致动新型喷射点胶阀,利用有限元仿真软件对点胶阀结构进行模态分析,验证了该结构的谐振频率和位移放大能力。研究表明该双压电制动结构具有良好的高频动态特性以及较好的位移放大功能。

课题组还建立了撞针与喷嘴的流体动力学模型,通过对胶体喷射过程的理论分析计算出喷胶速度及喷胶体积与撞针喷嘴等结构参数的关系;利用 FLUENT 软件模拟胶滴的形成过程及点胶阀点胶时喷嘴口附近的压力变化,探究了胶滴成型与胶体平均喷射速度之间的关系,并分析了不同进胶压力以及不同喷嘴孔径对喷嘴口压力以及胶液喷射速度的影响。研究结果表明相比于现有结构,课题组设计的双压电致动高频点胶阀具有良好的喷射性能,并且通过改变供胶压力和喷嘴直径可以有效改变喷胶速度;对比仿真和理论模型证明了该仿真结果的正确性,为精确点胶控制提供了参考;除了供胶压力和喷嘴直径外,喷嘴的结构也影响着胶体的成型效果。未来将研究压电喷射阀喷嘴结构等因素对喷射性能的综合影响。

参考文献:

- [1] WANG L Y, DU J, LUO Z W, et al. Design and experiment of a jetting dispenser driven by piezostack actuator[J]. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, 2013, 3(1):147-156.
- [2] 王凌云,黄翔,林四英,等. 双压电驱动高频喷射点胶阀的设计与实验[J]. 光学精密工程, 2019, 27(5):1128-1137.
- [3] JEON J, HONG S M, CHOI M, et al. Design and performance evaluation of a new jetting dispenser system using two piezostack actuators[J]. Smart Materials and Structures, 2014, 24(1):15020.
- [4] ZHOU C, LI J H, DUAN J A, et al. The principle and physical models of novel jetting dispenser with giant magnetostrictive and a magnifier[J]. Scientific Reports, 2015, 5:18294.
- [5] WANG L Y, DU X H, LI Y P, et al. Simulation and experiment study on adhesive ejection behavior in jetting dispenser[J]. Journal of Adhesion Science and Technology, 2013, 28(1):53-64.
- [6] LU S, CHAI B S, LIU Y, et al. The experimental study on the influence factors in adhesive dispensing dot diameter of impact jetting valve[J]. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, 2016, 6(2):326-330.
- [7] LU S, JIANG H, LI M J, et al. Nozzle and needle during high viscosity adhesive jetting based on piezoelectric jet dispensing[J]. Smart Materials and Structures, 2015, 24(10):105023.
- [8] GUAN Z, ZOU Y, ZHANG M, et al. A highly parallel microfluidic droplet method enabling single-molecule counting for digital enzyme detection[J]. Biomicrofluidics, 2014, 8(1):014110.
- [9] NGUYEN Q H, CHOI S B, KIM J D. The design and control of a jetting dispenser for semiconductor electronic packaging driven by a piezostack and a flexible beam[J]. Smart Materials and Structures, 2008, 17:065028.
- [10] NGUYEN Q H, CHOI M K, CHOI S B. A new type of piezostack-driven jetting dispenser for semiconductor electronic packaging: modeling and control[J]. Smart Materials and Structures, 2008, 17(1):015-033.
- [11] ZHOU C, DUAN J A, DENG G L, et al. A novel high-speed jet dispenser driven by double piezoelectric stacks[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 64(1):412-419.
- [12] 袁晓建,胡泓,陈坚. 面向点胶技术位移放大机构的设计与分析[J]. 机械与电子, 2018, 36(3):19-22.
- [13] 李玄,丁冰晓,周双武,等. 具有高位移增幅特性的柔性微点胶机构设计[J]. 机械设计与研究, 2020, 36(6):6.
- [14] 黄大任,袁松梅,褚祥诚,等. 压电非接触式点胶阀的设计与实验[J]. 压电与声光, 2016, 38(1):11-15.
- [15] 李玄,丁冰晓,周双武,等. 大行程微点胶机构的设计与分析[J]. 重庆大学学报, 2021, 44(4):37-51.
- [16] 王全伟. 压电-高压气体热熔胶喷射阀设计及实验研究[D]. 长春:吉林大学, 2017:29-32.

