

文章编号 1004-924X(2009)01-0145-06

压电叠堆泵驱动的新型直线马达

唐可洪¹, 阚君武¹, 彭太江², 朱国仁¹, 高俊峰¹

(1. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130025;

2. 深圳大学 机电与控制工程学院, 广东 深圳 518060)

摘要:提出一种利用压电叠堆泵驱动的新型直线马达(简称压电液压马达),介绍了其系统构成及工作原理,并进行了理论及试验研究。理论分析结果表明,压电液压马达的性能是由压电振子/泵腔/截止阀/液压缸的结构尺寸、负载及工作频率等多种要素共同决定的,只有当相关要素合理配置时才能实现压电液压马达的预期功能。在其他参数确定的情况下,当负载为其最大驱动力的二分之一时输出功率和能量最大。利用尺寸为4 mm×4 mm×80 mm的压电叠堆制作了腔体直径为30 mm的压电泵,并对其直接输送流体及驱动液压缸时的流量、压力及功率等性能进行了测试与对比分析。结果表明,采用直径为15 mm的液压缸时,压电液压马达的最大速度、推力及功率分别为12.5 mm/s、32 N和93 mW。

关键词:压电叠堆;压电泵;直线马达;液压缸

中图分类号:TH38; TN384 **文献标识码:**A

Novel linear motor driven by piezostack pump

TANG Ke-hong¹, KAN Jun-wu¹, PENG Tai-jiang², ZHU Guo-ren¹, GAO Jun-feng¹

(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China;

2. College of Mechatronics and Control Engineering, Shenzhen University, Shenzhen 518060, China)

Abstract: A novel linear hydraulic motor driven by piezostack pump (piezohydraulic motor) was presented, and its structure and working principle were introduced. With establishing the static-state model, the influence factors of the piezohydraulic motor were picked up and analyzed. The theoretic results show that the output capability of the piezohydraulic motor depends on the structure and size of the piezostack/pump-chamber/check-valve/cylinder, the driving frequency and even the external load. The desired performance of piezohydraulic motor will not be achieved unless the relative parameters are matched well. Moreover, when an applied load is equal to half of the blocking force, the maximal output power can be obtained. A piezostack pump with 30 mm chamber-diameter was fabricated using a piezostack in 4 mm×4 mm×80 mm, and the experiments on the unattached pump and the overall piezohydraulic motor were carried out for comparison on their flowrates, pressures and output powers. Analyzed results show that the maximal thrust, velocity and the power of the piezohydraulic motor are 32 N, 12.5 mm/s and 93 mW, respectively, when a cylinder with chamber diameter of 15 mm are utilized.

Key words: piezostack; piezoelectric pump; linear motor; cylinder

收稿日期:2008-03-15;修订日期:2008-07-15.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 50775093)

1 引言

压电叠堆驱动器以其结构简单,输出力大、响应快、无电磁干扰、能耗低、易于控制等特点,在航空航天、机械、生物工程等领域获得了广泛应用^[1-2]。但压电体自身变形小,无法满足同时需要高驱动力和大位移的场合,如直升机螺旋桨摆动/航空器表面振动/舵机伺服机构的自主控制等,因此,上述领域通常需要通过数毫/厘米的精密位移来加载/卸载数千牛顿的调整力^[3]。鉴于压电叠堆控制位移上的局限性,人们将压电驱动与摩擦传动相结合开发了压电直线马达(电机或直线驱动器),成功地将压电体的微幅振动转换成了宏观的机械运动。已开发的压电直线马达包括超声马达、嵌位马达及惯性冲击马达等多种类型^[4-7],某些结构的马达已产品化且被成功用于航空航天、机器人、精密定位及伺服控制等领域。近年来,人们提出一种液压传动和压电驱动技术相结合的新型压电液压驱动器(本文称之为压电液压马达),以期获得较大的运动行程和驱动力^[8-11]。目前,国外的研究大多集中在压电叠堆驱动与功能流体阀或主动阀控制相结合的类型上^[8-9],而国内的研究还仅限于原理分析及模拟仿真阶段^[10-11],并无相关的试验研究报道。

本文提出一种被动截止阀控制的压电液压马达,介绍了其系统的构成及工作原理,并从理论和试验两方面进行研究。从理论上讲,压电液压马达具有压电驱动和液压传动技术的综合优势(如高能量密度、操作调速简单、反应迅速、低噪音、无冲击等),且体积小、集成度高,更适于航空航天、行走机器人等微小系统和远程控制系统。但由于压电液压马达是通过液体微滴的循环累积实现驱动的,负载通过与液体的耦合作用来影响压电体的动态特性(振幅和谐振频率);加之压电体变形小及液体的可压缩性,因此其功能实现难度较大,需进行大量的理论及试验研究。

2 压电液压马达的结构及工作原理

压电液压马达是利用压电振动驱动液体循环,通过液体微滴的累积形成液压缸活塞的直线运动,其系统构成如图 1 所示,其中的压电叠堆振

子、单向阀和泵腔活塞共同构成压电泵,用于液体的驱动与循环控制。压电液压马达的工作过程如下:

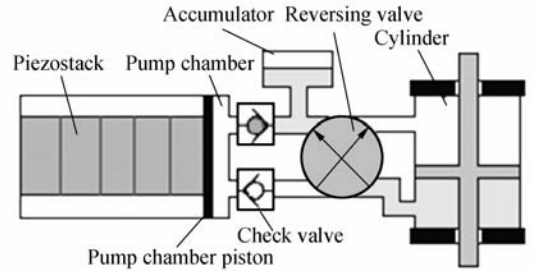


图 1 压电液压马达的结构及原理图

Fig. 1 Structure of piezohydraulic motor

压电叠堆伸长时,泵腔活塞右移使腔体容积减小、出口阀开启、进口阀关闭,泵腔内液体进入液压缸上端,推动活塞向下运动一步,并将液压缸下端的流体推入蓄能器;随后,压电叠堆收缩,泵腔内流体压力降低,使进口阀开启、出口阀关闭,蓄能器内的流体被吸入泵腔。上述过程的反复进行即形成了液压缸活塞沿着某一方向的连续运动,其运动方向可通过换向阀调整。

3 模型简化及性能影响因素分析

为便于分析,可将压电液压马达简化成仅由压电叠堆和负载两部分构成的弹簧质量系统(如

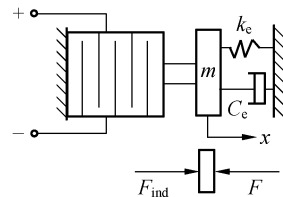


图 2 压电液压马达的简化模型

Fig. 2 Simplified model of piezohydraulic motor

图 2 所示)。图中 F_{ind} 是压电叠堆产生的驱动力, F 是压电叠堆所承载的等效负载,它是由系统的等效质量(m)/阻尼(c_c)/刚度(k_c)、液压缸负载(F_l)、液压缸/流体管道的阻力(F_r)及蓄能器的预置压力(P_{ex})共同决定的。本文仅考虑压电叠堆工作频率远低于其谐振频率的情况,此时可认为压电叠堆的变形量及负载恒定(且仅取决于 F_l 及 P_{ex});同时假设系统内充满不可压缩流体介

质、且不含气泡。此时压电泵腔内流体压力可表示为:

$$p = \frac{F}{A_p}, \quad (1)$$

式中, A_p 是液压电泵活塞的面积。

在不计截止阀开启压力损失的情况下,根据泵腔与液压缸高压腔液体压强相等的条件,压电叠堆的等效负载可表示为:

$$F = (F_l + P_{ex} A_a) \frac{A_p}{A_a}, \quad (2)$$

式中, A_a 是液压缸活塞的有效面积。

根据压电学理论,压电叠堆在同时受外力及电场作用时,其机械与电学参数的关系为^[2]:

$$S_3 = s_{33}^E T_3 + d_{33} E_3, \quad (3)$$

$$D_3 = d_{33} T_3 + \epsilon_{33}^T E_3, \quad (4)$$

式中, S_3 、 T_3 、 s_{33}^E 分别为压电材料的应变、应力和柔度, D_3 、 E_3 分别为电位移和电场强度, ϵ_{33}^T 、 d_{33} 分别为介电常数和压电常数。对由 n 层压电晶片构成的叠堆,可将方程(3)表示成如下形式:

$$\frac{x_s}{nt} = s_{33}^E \frac{(-F)}{A} + d_{33} \frac{V}{t}, \quad (5)$$

式中, x_s 是压电叠堆总变形量, t 是单层压电晶片厚度, F 前的负号表示施加的是压力, A 是叠堆的横截面积, V 是电压。

现将方程(5)写成压电叠堆变形量的表达式:

$$x_s = \frac{1}{k_s} (F_{ind} - F), \quad (6)$$

式中, $F_{ind} = nd_{33} k_s V$, $k_s = A/(nts_{33}^E)$ 是压电叠堆的刚度。由此可获得压电泵的输出流量:

$$q = \Delta V f, \quad (7)$$

式中, $\Delta V = \eta_v x_s A_a$ 为压电泵腔体容积变化量, η_v 为截止阀的效率, f 为工作频率。

公式(6)表明,当 $F=0$ 时,压电叠堆自由伸缩的变形量最大,即 $x_{s,f} = F_{ind}/k_s$;反之;当 $x_s=0$ 时,等效负载最大,即 $F_{max} = F_{ind}$,上述两种极限条件下压电叠堆输出的能量及功率均为零。因此,为获得较大的能量效率,应选择合理的负载。在假设负载恒定的条件下,压电叠堆伸缩一次输出的机械能及功率分别为:

$$W_s = F x_s = \frac{F(F_{ind} - F)}{k_s}, \quad (8)$$

$$P_s = W_s f = \frac{F(F_{ind} - F) f}{k_s}. \quad (9)$$

令 $\partial W_s / \partial F = 0$, 则当 $F = F_{ind}/2$ 时,压电叠堆输出

最大能量和功率为:

$$W_{s,max} = \frac{F_{ind}^2}{4k_s} = \left(\frac{F_{ind}}{2}\right) \left(\frac{x_{s,f}}{2}\right), \quad (10)$$

$$P_{s,max} = \left(\frac{F_{ind}}{2}\right) \left(\frac{x_{s,f}}{2}\right) f. \quad (11)$$

公式(8)~(11)给出的是压电叠堆的输出能量和功率,对液压缸而言则是输入能量和功率。由于压电叠堆的变形量和驱动力无法直接测得,故将其改写成压电泵流量和压力的函数,以功率为例有:

$$P_{s,max} = \left(\frac{q_{max}}{2}\right) \left(\frac{p_{max}}{2}\right), \quad (12)$$

式中, $q_{max} = x_{s,f} A_p f \eta_v$, $p_{max} = F_{ind}/A_p$ 。

根据前面液体不可压缩及系统内不含气泡的假设条件,液压缸与压电泵的腔体容积变化量相等,因此液压缸活塞运动速度为 $v = q/A_a$ 。结合公式(2),可得压电液压马达输出的有效功率:

$$P_l = F_l v = F_l [A_a F_{ind} - A_p (F_l + P_{ex} A_a)] \frac{\eta_v f A_p}{k_s A_a^2}. \quad (13)$$

根据 $\partial P_l / \partial F_l = 0$ 的条件,可得液压缸的最大输出功率和能量:

$$P_{l,max} = \left(\frac{F_{l,max}}{2}\right) \left(\frac{v_{max}}{2}\right), \quad (14)$$

$$W_{l,max} = P_{l,max} / f, \quad (15)$$

式中, $F_{l,max} = (F_{ind} - A_p P_{ex}) A_a / A_p$
 $v_{max} = \eta_v A_p (F_{ind} - A_p P_{ex}) f / (k_s A_a)$

上述分析表明,压电液压马达性能或驱动能力是由工作频率、压电振子/泵腔/液压缸/截止阀的结构及性能参数、蓄能器的预置压力及负载等多种要素共同决定的。因此,在压电液压马达设计中,应统筹考虑相关要素的影响,只有当各要素合理配置时,才能实现压电液压马达的预期功能,获得最大的输出功率。在其它参数确定的情况下,负载和速度均为最大值一半时的输出功率最大。

4 试验测试与分析

利用压电泵输送流体的研究已很普遍,并取得了较多的研究成果^[12-14];但对于由压电泵和液压缸所构造的液压直线马达的研究还刚刚起步,目前国内的研究还只限于理论分析和模拟仿真。为验证压电液压马达试验方案的可行性,本文设计制作了试验样机,并进行了相关的测试。试验

中采用德国 PI 公司生产的压电叠堆作为动力元件,其相关参数为:工作电压 0~150 V,长度 80 mm(单片厚度 0.1 mm),截面积 4 mm×4 mm,自由状态的伸长量为 80 μm,最大驱动力为 800 N。试验中以水为动力传递媒介,蓄能器的预置压力为零,压电泵腔体直径为 30 mm,液压缸内径为 15 mm、有效行程为 100 mm。

图 3、图 4 分别给出了压电泵独立工作时的流量/压力及功率/能量与频率的关系曲线,其中的流量和压力分别是实际测得的零压力下的最大流量和零流量下的最大压力,功率和能量是利用公式(12)计算得到的。图中曲线表明,分别存在一个最佳的工作频率段使压电泵流量/功率和压力/能量最大,且压力/能量的最佳工作频率相对较低。需要说明的是,压电泵的最佳工作频率远低于压电振子自身的谐振频率(12 kHz),其量值的大小与压电叠堆的变形量、阀的效率及负载等多种因素有关,关于有阀压电泵最佳频率分析详见文献[13]。根据图 3、图 4,压电泵独立工作时输出的最大流量和压力分别为 437 ml/min 和 370 kPa,最大的输出功率和能量分别为 268 mW 和 2.7 mJ。

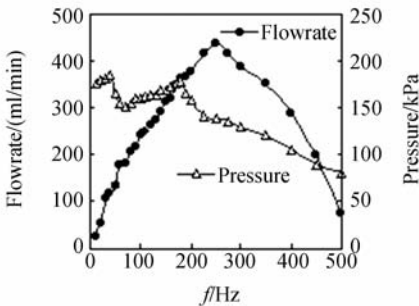


图 3 压电泵流量及压力与频率的关系

Fig. 3 Flowrate/pressure of pump vs frequency

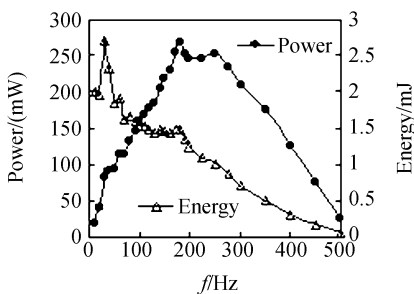


图 4 压电泵输出功率及能量与频率的关系

Fig. 4 Output power and energy of pump vs frequency

利用压电泵驱动直径为 15 mm 的液压缸时,所获得的最大驱动力和速度如图 5 所示。很显然,依然存在最佳的工作频率使液压缸的推力及速度获得最大值。试验中获得的最大驱动力和速度分别为 32 N 和 12.5 mm/s。这表明,利用压电叠堆泵驱动液压缸构造压电液压马达的方案是可行的,实际中可通过改变液压缸直径获得所需的驱动力或速度。

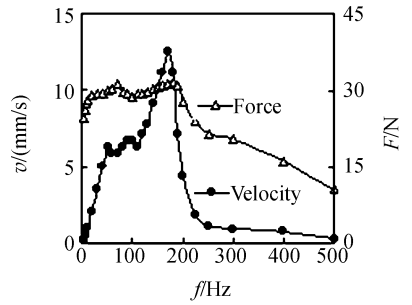


图 5 压电液压马达推力及速度与频率的关系

Fig. 5 Output force and velocity of piezohydraulic motor vs driving frequency

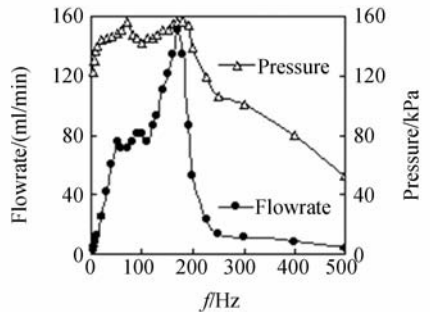


图 6 压电液压马达系统内流量及压力与频率的关系

Fig. 6 Flowrate and pressuer of piezohydraulic motor vs driving frequency

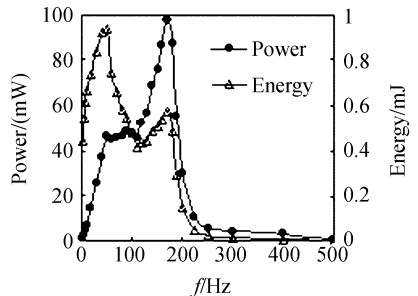


图 7 压电液压马达输出功率及能量与频率的关系

Fig. 7 Output power and energy of piezohydraulic motor vs driving frequency

根据图5中的液压缸的推力与速度曲线,可得压电液压马达系统的流体压力/流量及功率/能量特性(分别如图6、图7所示),其中最大的流量和压力分别为150 ml/min和155 kPa,最大的功率和能量分别为93 mW和0.97 mJ。与压电泵独立工作情况相比,其功率及能量效率分别为35%和36%,这表明,目前压电液压马达的无效功耗还比较大,原因之一是液压缸本身的粘性阻力使压电叠堆的变形量减小,消耗一定的能量;另外,与液压缸连接后系统内的流体容积大幅度增加(仅液压缸的腔体容积就为泵腔容积的50倍),增加可压缩流体的容积无疑会吸收压电叠堆的变形量。因此,为使压电液压马达具有较大的驱动能力,应尽可能地减小液压缸的摩擦阻力及系统内的流体容积。

5 结 论

提出了一种由压电叠堆泵驱动液压缸构成

的压电液压直线马达,并进行了相关的理论分析和试验研究。研究表明,压电液压马达的性能是由压电叠堆/泵腔/截止阀/液压缸的结构尺寸以及负载等多种要素决定的,当负载为压电叠堆最大驱动力的二分之一时,压电液压马达的输出功率和能量效率最大。利用尺寸为4 mm×4 mm×80 mm压电叠堆制作了腔体直径为30 mm的压电泵,驱动直径15 mm液压缸所获得的最大推力和速度分别为32 N和12.5 mm/s、最大功率为93 mW,证明了利用压电叠堆泵及液压缸构造新型直线马达的可行性。

压电液压马达是一种新型的直线驱动器,其最大优势在于可同时获得较大的运动行程、速度和驱动力。该类驱动器目前正处于探索性研究阶段,因其包含较多的性能影响因素,需进行大量的理论及试验研究。

参考文献:

- [1] NIEZRECKI C, BREI D, BALAKRISHNAN S, *et al.*. Piezoelectric actuation: state of the art [J]. *The Shock and Vibration Digest*, 2001,33(4):269-280.
- [2] TAYLOR C J, WASHINGTON G N. A comprehensive piezoceramic actuator review [C]. *Proceedings of SPIE on Smart Structures and Integrated Systems*, 2002,4701:443-454.
- [3] GIURGIUTIU V, ROGERS C A, RUSOVICI R. Solid-state actuation of rotor blade servo-flap for active vibration control [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1996,7:192-202.
- [4] HEMSEL T, WALLASCHEK J. Survey of the present state of the art of piezoelectric linear motors [J]. *Ultrasonics*, 2000,38:37-40.
- [5] KUROSAWA M K. State-of-the-art surface acoustic wave linear motor and its future applications [J]. *Ultrasonics*, 2000,38:15-19.
- [6] KIM J, KIM J D, CHOI S B. A hybrid inchworm linear motor [J]. *Mechatronics*, 2002,12:525-542.
- [7] 曾平,温建明,程光明,等.新型惯性式压电驱动机构的研究[J].*光学精密工程*,2006,14(4):623-627. ZENG P, WEN J M, CHENG G M, *et al.*. Research on novel inertial piezoelectric actuator [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006,14(4):623-627. (in Chinese)
- [8] TAN H H, HURST W, LEO D. Performance modeling of a piezohydraulic actuation system with active valves [J]. *Smart Mater. Struct.*, 2005,14:91-110.
- [9] YOO J H, SIROHI J, WERELEY N M. A magnetorheological piezohydraulic actuator [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2005,16:945-953.
- [10] 彭太江,阙君武,杨志刚.新型压电-流体混合驱动精密位移机构[J].*农业机械学报*,2005,36(2):51-53. PENG T J, KAN J W, YANG ZH G. New Type of Accurate-motion Mechanism with Hydro-piezoelectric Drive [J]. *Nongye Jixie Xuebao*, 2005,36(2):51-53. (in Chinese)
- [11] 吴百昌,李树立,郑俊麟,等.一种新型压电陶瓷固液一体化作动器[J].*压电与声光*,2006,28(6):677-679. WU B C, LI SH L, ZHENG J L, *et al.*. A novel piezoelectric hybrid ceramic solid-fluid Actuator [J]. *Piezoelectrics & Acoustooptics*, 2006,28(6):677-679. (in Chinese)

- [12] KAN J W, XUAN M, LIU G, *et al.*. Performance of a serial-connection multi-chamber piezoelectric micropump [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2005, 13(5):535-541.
- [13] KAN J W, YANG Z G, PENG T J, *et al.*. Design and test of a high performance piezoelectric micropump for drug delivery [J]. *Sensors and Actuators A*, 2005, 121(1):165-166.
- [14] 张建辉, 黎毅力, 刘菊银, 等. “Y”形流管无阀压电泵模拟与试验[J]. *光学精密工程*, 2008, 16(4): 669-675.
- ZHANG J H, LI Y L, LIU J Y, *et al.*. Simulation and experiment of valveless piezoelectric pump with Y-shape tubes [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(4):669-675. (in Chinese)

作者简介:



唐可洪(1952—),男,吉林长春人,副教授,主要从事压电驱动与控制技术的研究。E-mail: tangkh@jlu.edu.cn

通讯作者:



阚君武(1965—),男,吉林榆树人,教授,博士生导师,主要从事压电泵、压电液压马达及压电能量发电及能量收集等方面的研究。E-mail: kanjw@jlu.edu.cn

彭太江(1977—),男,四川重庆人,工学博士,讲师,主要从事压电泵及超声波轴承等方面的研究。E-mail: pengtj@szu.edu.cn

朱国仁(1965—),男,吉林德惠人,副教授,主要从事压电驱动及链传动等方面的研究。E-mail: guorenzhu@yahoo.com.cn

高俊峰(1979—),男,内蒙赤峰人,硕士研究生,主要从事压电泵及压电液压马达等方面的研究。E-mail: gaoxing0120@yahoo.cn

● 下期预告

结构光测量系统的误差传递分析

许 丽,张之江

(上海大学 通信与信息工程学院 特种光纤与光接入网省部级共建重点实验室,上海 200072)

针对交比不变原理的结构光平面标定方法,利用误差分析理论和矩阵扰动原理分别从系统的测量误差和光平面标定误差进行分析,提出了结构光测量系统的误差传递模型。并给出了一个特例情况下的精度要求,即满足在 1 000 mm 的测量距离上获得 ± 0.5 mm 的测量精度情况下,各标定参数所需要满足的精度要求,以及标定样本提取的精度要求。通过实测实验结果验证了误差分析的有效性。该误差分析为提高结构光系统的测量精度提供了理论依据。