

文章编号:1004-2474(2017)03-0331-05

杠杆放大式双足压电直线电机的建模及优化设计

陶杰, 黄卫清, 孙梦馨, 苏钊, 卢倩, 王道智

(南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室, 江苏南京 210016)

摘要: 杠杆放大机构设计对于杠杆放大式双足压电直线电机的性能起决定性作用。该文分析了杠杆放大式双足压电电机的作动机理, 建立了基于柔性铰链的杠杆放大机构的动力学模型, 对机构放大率进行了理论计算, 纵向、横向理论放大率分别为 3.12 和 1.98。利用有限元软件进行仿真分析, 理论计算与有限元仿真误差分别为 3.1%、14.6%。在此基础上, 利用遗传算法对杠杆放大机构柔性铰链结构参数进行优化设计, 优化后驱动足纵向、横向位移分别提高了 17.6%、8.1%。

关键词: 杠杆放大; 双足压电电机; 柔性铰链; 优化设计; 遗传算法

中图分类号: TM35; TH702; TH703 **文献标识码:** A

Modeling and Optimized Design of Double-foot Piezoelectric Linear Motor Based on the Lever Amplification Mechanism

TAO Jie, HUANG Weiqing, SUN Mengxin, SU Zhao, LU Qian, WANG Daozhi

(State Key Lab. of Mechanics and Control of Mechanical Structure, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The design of the lever amplification mechanism plays a crucial role in the performance of double-feet piezoelectric linear motor based on the lever amplification principle. The actuating mechanism of double-feet piezoelectric linear motor based on the lever amplification mechanism was analyzed and the dynamic model of the lever amplification mechanism based on the flexure hinge is established in this paper. The theoretical amplification ratio is calculated, which are equal to 3.12 and 1.98 in the longitudinal and lateral direction respectively. Moreover, the FEA software was used for simulation analysis. The error between theory calculation and simulating calculation is 3.1% and 14.6% respectively. On the basis of the simulation analysis, the design of the structure parameters of flexure hinges in the lever amplification mechanism are carried out by using the genetic algorithm. The displacements of driving foot in the longitudinal and lateral direction are improved by 17.6% and 8.1% respectively after the optimized design.

Key words: lever amplification; double-feet piezoelectric motor; flexure hinge; optimized design; genetic algorithm

0 引言

压电直线电机能够实现微米级、亚微米级分辨率, 具有结构简单, 精度高, 响应快, 刚度大及能耗低等特点, 广泛应用于精密光学系统、微机电系统、半导体制造及生物工程等领域^[1]。因压电叠堆输出位移较小, 在压电直线电机中多使用位移放大机构实现微位移的放大和传递。目前, 常用位移放大机构主要有杠杆放大、三角放大、桥式放大及压曲放大等

形式。Liu 等^[2]提出的大行程并联式压电驱动器采用了考斯特-罗素机构(三角放大机构变形), 推导出放大倍数为 3.56。马立等^[3]设计了一种利用桥式放大的柔性铰链微定位平台, 分析了桥式机构的刚度。Zhu 等^[4]提出了一种结合杠杆放大与桥式放大原理的混合放大机构, 具有刚度高、放大率大的特点, 能有效避免运动耦合与外界扰动。

本文分析了杠杆放大式双足压电电机的作动机

收稿日期: 2016-08-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375224); 国家自然科学基金重大研究计划基金资助项目(91223201); 国家自然科学基金青年资助项目(51405420); 江苏省自然科学基金青年资助项目(BK20140474); 江苏高校优势学科建设工程基金资助项目

作者简介: 陶杰(1990-), 男, 江苏宿迁人, 硕士生, 主要从事压电精密驱动研究。E-mail: taojiemech@nuaa.edu.cn。黄卫清(1965-), 男, 江苏南通人, 教授, 博士生导师, 博士, 主要从事超声电机技术及压电精密驱动研究。E-mail: mehqw@nuaa.edu.cn。

理,建立了基于柔性铰链的杠杆放大机构的理论模型,并对其进行理论计算与有限元仿真。利用遗传算法对杠杆放大机构柔性铰链结构参数进行了优化设计。

1 杠杆放大式双足压电直线电机^[5]

杠杆式放大机构具有结构简单,稳定可靠等优点,能够有效增大压电直线电机驱动足的振幅,进而提高电机的速度与负载性能。杠杆放大式双足压电直线电机采用三相信号驱动四组压电叠堆,通过驱动足形成的微矩形运动,推动动子运动。

1.1 杠杆放大式双足压电电机作动机理

杠杆放大式双足压电电机作动机理如图1所示,分别表示一个作动周期内 $t_1=0, t_2=T/4, t_3=T/2, t_4=3T/4$ 的工作状态。其中,纵向压电叠堆(a,c)主要起箝位作用,横向压电叠堆(b,d)主要起驱动作用。

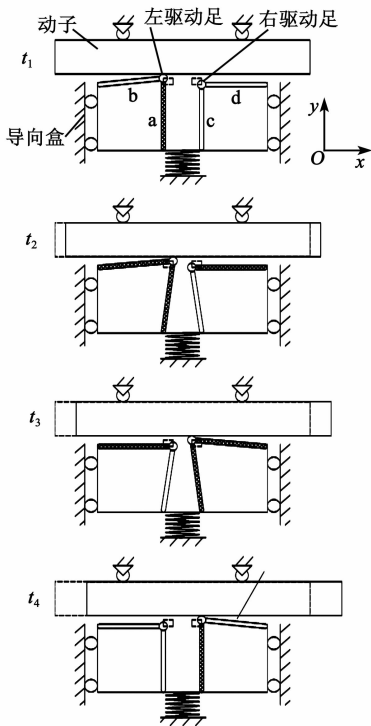


图1 杠杆放大式双足压电电机作动机理

1) t_1 时刻:压电叠堆 a 上施加方波信号,压电叠堆 c 方波信号跳变为 0,左驱动足与动子接触,右驱动足脱离动子。

2) t_2 时刻:压电叠堆 b、d 施加三角波信号,幅值由 0 增加到最大值,左驱动足推动动子向 x 正方向运动,右驱动足不与动子接触,向 x 负方向运动。

3) t_3 时刻:压电叠堆 c 上施加方波信号,压电

叠堆 a 方波信号跳变为 0,右驱动足与动子接触,左驱动足脱离动子。

4) t_4 时刻:压电叠堆 b、d 施加三角波信号,幅值由最大值减小到 0,右驱动足带动动子向 x 正方向运动,左驱动足不与动子接触,向 x 负方向运动。

1.2 杠杆放大式双足压电电机结构设计

图2为杠杆放大式双足压电电机结构图,其主要由定子主体、压电叠堆、预紧垫块、预紧球、预紧螺钉等组成。柔性铰链具有无机械摩擦、无间隙、无需润滑和运动精度高等优点,广泛应用于精密仪器等领域^[6]。本电机杠杆式位移放大机构采用直圆柔铰,实现压电叠堆产生的微位移的放大与传递。通过压电叠堆柔铰支座与预紧球的配合,可防止压电叠堆在预紧过程中受到切向力损坏。

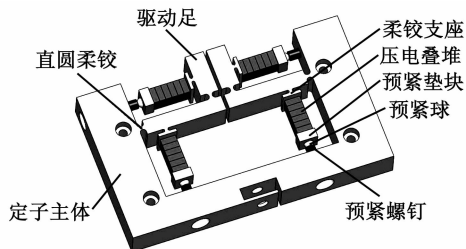


图2 杠杆放大式双足压电电机结构图

2 杠杆放大机构理论建模

杠杆放大机构设计对于杠杆放大式双足压电直线电机的性能起决定性作用,其中柔性铰链结构尺寸最关键。理论情况下,双驱动足压电电机在一个驱动足开始驱动动子运动时,另一驱动足恰好离开动子。但实际上,因加工装配误差和压电叠堆迟滞特性,一个驱动足驱动平台前进时,另一驱动足仍然接触平台,并带动平台回撤。一方面,驱动足纵向位移增大,可将压电电机预压机构顶回一定距离,减少另一驱动足的回撤作用;另一方面,驱动足横向位移增大,在一个运动周期内带动动子前进的位移增加,能有效提高动子的速度。

图3为杠杆放大机构的几何模型简图。图中,

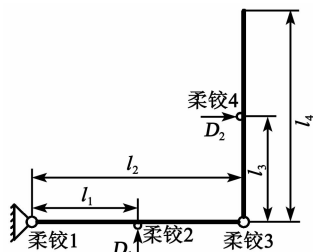


图3 杠杆放大机构的几何模型简图

l_1 、 l_3 分别为位移输入端到支点长度, l_2 、 l_4 分别为杠杆长度, D_1 、 D_2 分别为纵向、横向的输入位移。

图 4 为直圆型柔性铰链结构模型。图中, t 为柔铰最小厚度, R 为柔铰半径, b 为柔铰宽, Δ 为线位移, α 为角位移。理想情况, 直圆型柔性铰链绕中心轴 z 转动; 而实际上, 因受到不同方向的外力和外力矩综合作用, 柔性铰链产生拉伸、压缩等线变形和旋转等角变形。根据文献[7], 外力与柔性铰链位移之间关系为

$$\begin{bmatrix} \Delta_x \\ \Delta_y \\ \Delta_z \\ \alpha_y \\ \alpha_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{\Delta_x-F_x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{\Delta_y-F_y} & 0 & 0 & C_{\Delta_y-M_z} \\ 0 & 0 & C_{\Delta_z-F_z} & C_{\Delta_z-M_y} & 0 \\ 0 & 0 & C_{\alpha_y-F_z} & C_{\alpha_y-M_y} & 0 \\ 0 & C_{\alpha_z-F_y} & 0 & 0 & C_{\alpha_z-M_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: C 为由柔度系数组成的柔性铰链柔度矩阵。如 $C_{\Delta_x-F_x}$ 为柔性铰链在 x 方向受力 F_x 的拉伸柔度系数, 文献[7]给出了各柔度系数的计算公式。

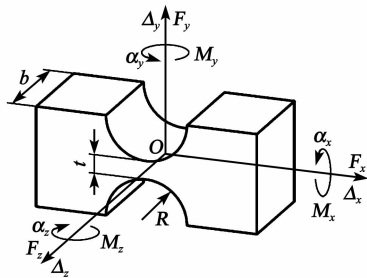


图 4 直圆型柔性铰链结构模型

图 5 为杠杆放大机构的整体受力分析简图。有

$$F_1 \cdot l_1 + M_3 + M_4 = F_2 \cdot (l_1 - l_2) + F_4 \cdot l_3 + M_1 + M_2 \quad (2)$$

式中: 柔性铰链 1 与 3 为同尺寸, 柔度系数矩阵记为 C ; 柔性铰链 2 与 4 为同尺寸, 柔度系数记为 C' 。

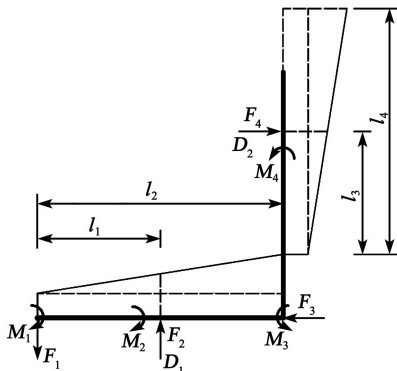


图 5 杠杆放大机构整体受力分析简图

图 6 为纵向位移杠杆放大机构的受力及位移分析简图。柔性铰链 1 因受到 F_y 和 M_z 的综合作用, 铰链中心将产生 y 向的位移, 记为 Δ_1 , 杠杆放大机构围绕柔铰 1 新的中心轴位置转动。纵向位移杠杆放大机构受力分析如下:

$$\begin{cases} F_1 = F_2 \\ F_2 \cdot l_1 + M_3 = M_1 + M_2 \end{cases} \quad (3)$$

$$\Delta_1 = C_{\Delta_y-F_y} \cdot F_1 + C_{\Delta_y-M_z} \cdot M_1 \quad (4)$$

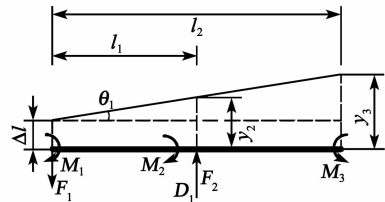


图 6 纵向位移杠杆放大机构的受力及位移分析简图

柔性铰链 2 受到 F_x 作用, 产生 x 方向的位移, 记为 Δ_2 。纵向实际输入位移 y_2 为

$$y_2 = D_1 - \Delta_2 \quad (5)$$

$$\Delta_2 = C'_{\Delta_x-F_x} \cdot F_2 \quad (6)$$

由几何关系可得, 纵向位移杠杆放大机构的输出位移为

$$y_3 = \theta_1 \cdot l_2 + \Delta_1 \quad (7)$$

纵向位移放大机构转角 θ_1 为

$$\theta_1 = \frac{y_2 - \Delta_1}{l_1} = \frac{D_1 - \Delta_2 - \Delta_1}{l_1} = \frac{y_3 - \Delta_1}{l_2} \quad (8)$$

柔性铰链 1, 2 转角分别为 α_1 、 α_2 , 有

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \theta_1 \quad (9)$$

$$\alpha_1 = C_{\alpha_z-F_y} \cdot F_1 + C_{\alpha_z-M_z} \cdot M_1 \quad (10)$$

$$\alpha_2 = C'_{\alpha_z-F_y} \cdot F_2 + C'_{\alpha_z-M_z} \cdot M_2 \quad (11)$$

纵向位移放大机构放大率为

$$k_1 = \frac{y_3}{D_1} \quad (12)$$

图 7 为横向位移杠杆放大机构的受力及位移分析简图。柔性铰链 3 因受到 F_y 和 M_z 的综合作用, 铰链中心将产生 y 向的位移, 记为 Δ_3 。横向位移杠杆放大机构受力分析如下:

$$\begin{cases} F_3 = F_4 \\ F_4 \cdot l_3 = M_3 + M_4 \end{cases} \quad (13)$$

$$\Delta_3 = C_{\Delta_y-F_y} \cdot F_3 + C_{\Delta_y-M_z} \cdot M_3 \quad (14)$$

柔性铰链 4 受到 F_x 作用, 产生 x 方向的位移, 记为 Δ_4 。横向实际输入位移 x_4 为

$$x_4 = D_1 - \Delta_4 \quad (15)$$

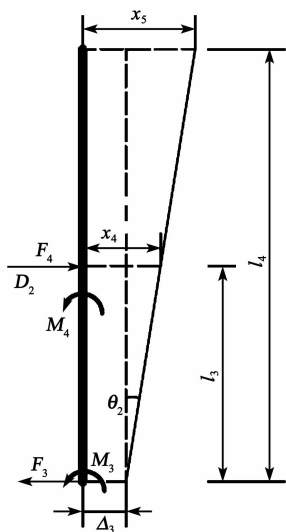


图 7 横向位移杠杆放大机构的受力及位移分析简图

由几何关系可得,横向位移杠杆放大机构的输出位移为

$$x_5 = \theta_2 \cdot l_4 + \Delta_3 \tag{16}$$

$$\Delta_4 = C'_{\Delta_x-F_x} \cdot F_4 \tag{17}$$

横向位移放大机构转角 θ_2 为

$$\theta_2 = \frac{x_4 - \Delta_3}{l_3} = \frac{D_2 - \Delta_4 - \Delta_3}{l_3} = \frac{x_5 - \Delta_3}{l_4} \tag{18}$$

柔性铰链 3,4 转角分别为 α_3, α_4 , 有

$$\alpha_3 = \theta_1 + \theta_2 \tag{19}$$

$$\alpha_4 = \theta_2 \tag{20}$$

$$\alpha_3 = C_{\alpha_z-F_y} \cdot F_3 + C_{\alpha_z-M_z} \cdot M_3 \tag{21}$$

$$\alpha_4 = C'_{\alpha_z-F_y} \cdot F_4 + C'_{\alpha_z-M_z} \cdot M_4 \tag{22}$$

横向位移放大机构放大率为

$$k_2 = \frac{x_5}{D_1} \tag{23}$$

根据经验,初选柔性铰链尺寸如表 1 所示。

表 1 柔铰初选尺寸

柔铰编号	t/mm	R/mm	b/mm
1	1	1.0	8
2	1	0.5	8
3	1	1.0	8
4	1	0.5	8

将表 1 中的数据代入式(1)~(23),得杠杆放大机构放大率分别为 $k_1=3.12, k_2=1.98$ 。

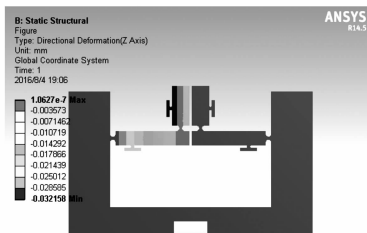
3 杠杆放大机构有限元仿真优化

3.1 有限元仿真

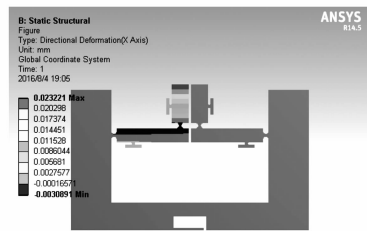
为验证理论推导的正确性,应用有限元分析软件 ANSYS Workbench 14.5 对杠杆放大机构放大

率进行仿真分析。给定初始条件输入位移 $D_x = D_y = 0.01 \text{ mm}$,材料选择 45 钢,弹性模量为 209 GPa,泊松比为 0.269,屈服应力极限为 355 MPa。

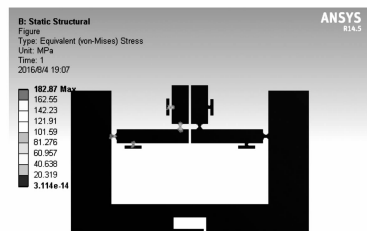
图 8(a)中杠杆放大机构纵向最大输出位移为 0.032 158 mm,仿真分析得到杠杆放大机构纵向放大率为 3.22,与理论计算得到的位移放大率的误差为 3.1%。图 8(b)中杠杆放大机构横向最大输出位移为 0.023 221 mm,仿真分析得到杠杆放大机构横向放大率为 2.32,与理论计算得到的位移放大率的误差为 14.6%。图 8(c)中杠杆放大机构的最大等效应力为 182.87 MPa,小于许用应力。



(a) 杠杆放大机构纵向位移云图



(b) 杠杆放大机构横向位移云图



(c) 杠杆放大机构等效应力云图

图 8 杠杆放大机构有限元仿真结果

3.2 有限元仿真优化

遗传优化算法是一种启发式算法,来源于达尔文的进化论,即认为高质量的解更易于产生更高质量的下一代解,通过模拟生物界遗传选择和自然淘汰的过程实现优化计算^[8]。

因遗传算法运算量较大, 通常使用软件优化求解。本文使用 ANSYS Workbench 14.5 中集成的优化设计模块 Design Exploration 对柔性铰链结构尺寸进行有限元仿真优化。其中, 优化目标的参数定义如表 2 所示, 对结构尺寸与应力强度的参数定义如表 3 所示。

表 2 优化目标的参数定义

参数	结构尺寸	优化目标
P_6	驱动足横向最大位移 x	最大
P_7	驱动足纵向最大位移 y	最大

表 3 结构尺寸与应力强度的参数定义

参数	结构尺寸	约束条件
P_1	柔铰 1,3 宽度 b	$7 \text{ mm} \leq P_1 \leq 9 \text{ mm}$
P_2	柔铰 3 半径 R	$0.8 \text{ mm} \leq P_2 \leq 1.2 \text{ mm}$
P_3	柔铰 3 两圆中心距 $t+2R$	$2.5 \text{ mm} \leq P_3 \leq 3.5 \text{ mm}$
P_4	柔铰 1 半径 R	$0.8 \text{ mm} \leq P_4 \leq 1.2 \text{ mm}$
P_5	柔铰 1 两圆中心距 $t+2R$	$2.5 \text{ mm} \leq P_5 \leq 3.5 \text{ mm}$
P_8	结构最大等效应力 σ	$P_8 \leq 0.9\sigma_0 = 301 \text{ MPa}$

设定初始个体数为 40, 迭代个体数为 20, 交叉概率 70%, 迭代次数 20 次。迭代过程共产生 394 个个体, 优化目标参数 P_6 、 P_7 的迭代过程如图 9 所示。

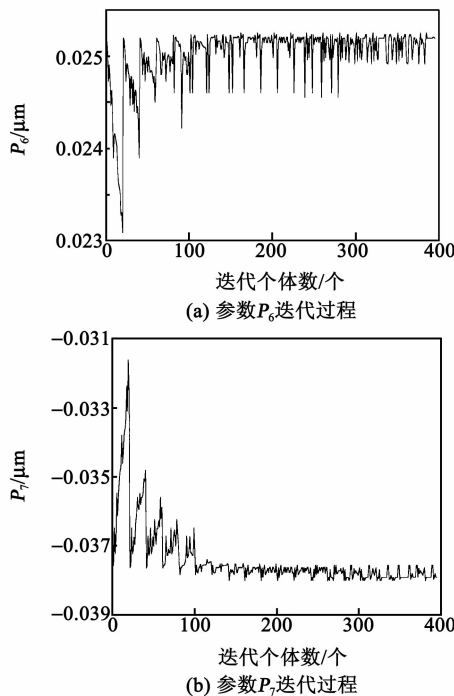


图 9 参数迭代过程

优化完成后选取 3 个参考点, 各参数值如表 4 所示。对参考点进行圆整后, 再次使用有限元软件进行计算, 初始尺寸与优化尺寸结果对比如表 5 所示。经过遗传算法优化后, 驱动足纵向最大位移提高了 17.6%, 驱动足横向最大位移提高了 8.1%。

表 4 遗传算法优化结果

	参考点 1	参考点 2	参考点 3
P_1/mm	8.966 8	8.975 0	8.505 4
P_2/mm	1.194 4	1.196 6	1.164 4
P_3/mm	2.755 6	2.673 0	2.688 9
P_4/mm	1.172 0	1.172 5	1.172 3
P_5/mm	3.267 0	3.429 0	3.267 0
$P_6/\mu\text{m}$	25.267 0	25.112 0	25.176 0
$P_7/\mu\text{m}$	37.778 0	37.879 0	37.764 0
P_8/MPa	177.240 0	151.510 0	177.920 0

表 5 初始尺寸与优化尺寸及仿真结果对比

	初始尺寸	优化尺寸
P_1/mm	8.0	8.5
P_2/mm	1.0	1.2
P_3/mm	3.0	2.7
P_4/mm	1.0	1.2
P_5/mm	3.0	3.4
$P_6/\mu\text{m}$	23.221	25.099
$P_7/\mu\text{m}$	32.158	37.837
P_8/MPa	182.87	195.69

4 结束语

本文分析了杠杆放大式双足压电电机的作动机理, 利用弹性力学与材料力学, 建立了基于柔性铰链的杠杆放大机构的理论模型, 并对其进行理论计算与有限元仿真, 理论计算与有限元仿真最大误差分别为 3.1%、14.6%。利用遗传算法对杠杆放大机构柔性铰链结构参数进行了优化设计, 优化后驱动足纵向、横向位移分别提高了 17.6%、8.1%。下一步将通过实验, 研究驱动足纵向和横向位移大小与双足压电电机驱动速度的具体的量化关系, 以提高双足压电电机速度性能。