

文章编号 1004-924X(2012)12-2686-10

3 自由度精密定位平台的运动特性和优化设计

胡俊峰^{1*}, 张宪民²

- (1. 江西理工大学 机电工程学院, 江西 赣州 341000;
2. 华南理工大学 机械与汽车工程学院, 广东 广州 510640)

摘要: 为了实现 3-RRR 柔顺并联精密定位平台的精确运动, 研究了它的封闭形式精确运动模型和尺寸优化设计。采用卡氏第二定理建立精密定位平台的封闭式柔度模型。根据柔顺并联机构的结构特点, 将其划分为 3 个对称分布的运动支链, 并结合铰链的柔度模型和机构力传递关系分别推导出各个支链的刚度模型, 整个系统的刚度为所有支链在同一坐标系下的刚度的叠加。建立的刚度模型是以柔性铰链的柔度为变量的封闭形式模型。根据柔度矩阵可得到反映输入位移和输出位移之间关系的雅可比矩阵。理论模型与有限元分析的比较结果显示, 两者所得的运动模型误差为 1.0%~9.5%, 证明了所推导运动模型的正确性和精确性。根据雅可比矩阵的封闭公式, 分析其对结构参数的灵敏度, 并由此选出对平台运动特性影响较大的优化设计变量。提出以最大化平台工作空间为目标, 以铰链强度、最大输入力、几何尺寸和输入耦合为约束的优化模型。结果表明, 优化后的结构参数能获得更大的输出位移, 说明该方案能满足优化设计要求。

关键词: 柔顺并联机构; 柔性铰链; 精密定位平台; 运动特性; 优化设计

中图分类号: TH703; TP274 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20122012.2686

Kinematical properties and optimal design of 3-DOF precision positioning stage

HU Jun-feng^{1*}, ZHANG Xian-min²

- (1. School of Mechanical & Electrical Engineering,
Jiangxi University of Science and Technology, Ganzhou 341000, China;
 2. School of Mechanical & Automotive Engineering,
South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)
- * Corresponding author, E-mail: hjfsuper@126.com

Abstract: To achieve the precise motion of a 3-RRR compliant parallel precision positioning stage, a closed-form exact motion model was established and the optimized design of structure parameters was investigated. The Castigliano's second theorem was applied to establishment of the closed-form compliance model for the precision positioning stage. According to the structural characteristics of compliant parallel mechanisms, the system was divided into three symmetrical motion sub-chains. Combining the compliance equations of flexure hinge with the force transmission relations of mechanisms,

收稿日期: 2012-10-05; 修订日期: 2012-11-23.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No. 51265016); 江西省教育厅科技项目(No. GJJ12358); 江西省自然科学基金资助项目(No. 20122BAB216029)

the stiffness model of each sub-chain was obtained, and the stiffness of the entire system was calculated by summing the stiffness of three sub-chains in the same coordinate system. The proposed stiffness model took the hinge flexibility as the independent variables in the closed form. According to the flexibility matrix, the Jacobian matrix to reflect the relationship between input displacement and output one could be derived. By comparing the kinematic model between theoretical analysis and FEA, the results show that the errors are within 1.0%~9.5%, which illustrates that the proposed kinematic model is correct and precise. According to the closed-form Jacobian matrix, its sensitivity to structural parameters was analyzed, then the design variables with greater impact on the kinematic properties were chosen. By taking the maximum workspace as a target and the hinge strength, maximum input forces, geometric dimensions and input coupling as the constraints, an optimal model was proposed. The results show that the optimized structural parameters can obtain more output displacements, and the proposed model can meet the design requirement.

Key words: compliant parallel mechanism; flexible hinge; precision positioning stage; kinematical property; optimal design

1 引言

随着微纳米级定位工作台在精密加工与精密测量、微电子工程、生物工程、纳米科学与技术等领域的应用越来越广泛,对它的要求也越来越高,除微纳米级的定位精度和较大的运动行程外,还要求其有优良的稳定性、刚度及快速响应等。柔顺机构是以柔性铰链代替传统机构运动关节,采用柔顺元件的弹性变形传递或转换运动和力的一种新型免装配机构。柔顺并联机构作为一种新型的传动结构形式,具有无机械摩擦、无间隙、运动灵敏度高和加工简单等优点,适合用于精密定位领域的传动机构^[1-11]。

目前,国内外学者对平面单自由度和双自由度微动平台研究较为深入,该机构结构简单。但对于较为复杂的操作,精密定位平台不仅需要在 x 和 y 两个方向调整,还需要调整绕轴的转角。因此研究 3 自由度柔顺并联微平台显得非常必要。刚度(柔度)问题是设计和评价定位平台的动态性能和定位精度的一项重要指标,建立其刚度模型是机构精度分析和优化设计的基础^[12-14]。目前,对其进行分析的主要方法是伪刚体模型法,该方法将柔顺机构近似等价为一个传统的刚性机构,从而可以有效地采用传统刚性机构的分析方法^[15-18]。但这种方法仅考虑柔性机构中各柔性铰链沿其运动方向上的柔度,忽略了横向和纵向变形,所建立的运动模型存在误差。

本文以 3-RRR 柔顺并联微动平台为研究对象,根据柔顺并联机构的特点,利用铰链的柔度模型和机构力传递关系建立以铰链柔度为变量的封闭形式精确运动模型,基于该模型分析了尺寸参数对定位平台精度的影响。

2 3-RRR 柔顺并联机构运动模型

3-RRR 平面柔顺并联机构如图 1 所示,它由 3 个 RRR 运动支链组成,各个运动关节为柔性铰链,可以实现动平台 X 和 Y 方向的平动及绕 Z 轴的转动。驱动端为压电陶瓷驱动器作用位置。

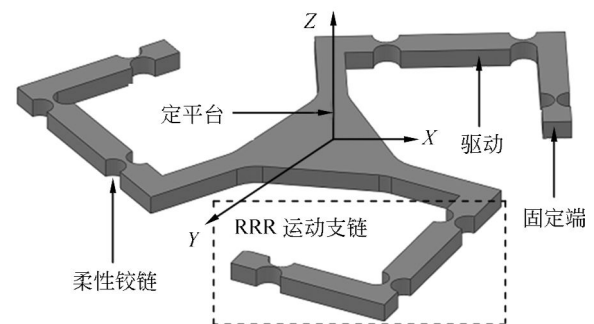


图 1 3-RRR 柔顺并联定位平台

Fig. 1 3-RRR compliant parallel positioning stage

假设机构只在柔性铰链部分变形,其他部分均为刚体,且变形在其弹性极限范围之内。鉴于双曲线柔性铰链的良好特性,选择双曲线柔性铰

链作为运动关节。双曲线柔性铰链结构如图 2 所示,采用卡氏第二定理,可得双曲线柔性铰链封闭形式的柔度公式,具体推导见文献[12]。

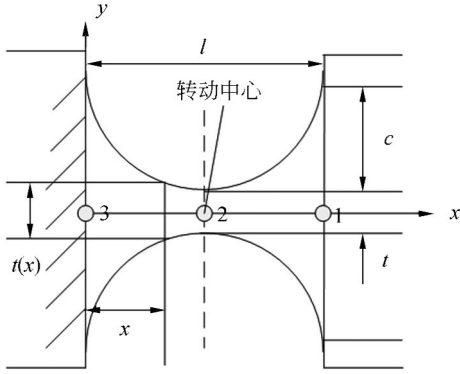


图 2 双曲线柔性铰链结构示意图

Fig. 2 Geometric structure of a hyperbolic flexure hinge

沿转动中心、 x 和 y 方向的柔度 C_a 、 C_x 和 C_y 分别为:

$$C_a = \frac{12}{Eb t^2 \gamma (1 + \beta)}$$

$$C_y = \frac{3}{2Eb(1+\beta)(1+2\beta)^2 \gamma^3} \{2[1 + \beta(4 + 3\beta - 2\beta^2)] +$$

$$\beta^2(1+\beta)\sqrt{1+2\beta} \log\left(\frac{1+\beta+\sqrt{1+2\beta}}{1+\beta-\sqrt{1+2\beta}}\right)\}$$

$$C_x = \frac{1}{Eb\sqrt{1+2\beta}} \log\left(1 + \frac{1+\sqrt{1+2\beta}}{\beta}\right), \quad (1)$$

式中: E 为弹性模量, b 为铰链宽度, $\beta = t/2c$, $\gamma = t/l$, t 为铰链厚度, c 为切口深度, l 为铰链长度。设平台所有柔性铰链尺寸相同。

定位平台的柔度可定义为:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{U}_o \\ \mathbf{U}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{oo} & \mathbf{C}_{oi} \\ \mathbf{C}_{io} & \mathbf{C}_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{F}_o \\ \mathbf{F}_i \end{bmatrix}, \quad (2)$$

式中: \mathbf{U}_o 为动平台输出位移, $\mathbf{U}_o = [\Delta x, \Delta y, \Delta \varphi]^T$; \mathbf{U}_i 为驱动输入位移, $\mathbf{U}_i = [\mathbf{U}_{in1}, \mathbf{U}_{in2}, \mathbf{U}_{in3}]$; \mathbf{F}_o 是作用在动平台的外力, $\mathbf{F}_o = [\mathbf{F}_{ox}, \mathbf{F}_{oy}, M_{oz}]^T$; \mathbf{F}_i 是驱动输入端输入力矢量, $\mathbf{F}_i = [\mathbf{F}_{in1}, \mathbf{F}_{in2}, \mathbf{F}_{in3}]^T$; \mathbf{C}_{oo} , \mathbf{C}_{oi} , \mathbf{C}_{ii} 分别为 3×3 柔度矩阵。

微动平台的等效模型如图 3 所示,由于 3-RRR 柔顺并联机构是对称的,它能划分为 3 个并联联结的运动支链,每个支链包含 3 个串联的柔性铰链,根据这种结构特点,为了求出式(2)所示的柔度矩阵,其思路是先求出 3 个串联柔性铰链

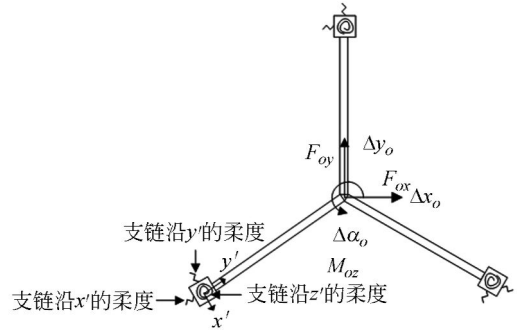


图 3 微动平台的等效模型

Fig. 3 Equivalent model of micro motion platform

对支链的柔度分量,进而求得各个运动支链对整个系统的柔度矩阵,最后将各个运动支链的柔度叠加得到系统的柔度。

下面推导第 1 运动支链的柔度矩阵。设 C_{h1} 、 C_{h2} 、 C_{h3} 分别为每个柔性铰链对支链柔度的贡献量,它们可定义为:

$$C_{h1} = \begin{bmatrix} \partial \Delta x_o^1 / \partial F_{o'x} & \partial \Delta x_o^1 / \partial F_{o'y} & \partial \Delta x_o^1 / \partial M_{o'z} \\ \partial \Delta y_o^1 / \partial F_{o'x} & \partial \Delta y_o^1 / \partial F_{o'y} & \partial \Delta y_o^1 / \partial M_{o'z} \\ \partial \Delta \alpha_o^1 / \partial F_{o'x} & \partial \Delta \alpha_o^1 / \partial F_{o'y} & \partial \Delta \alpha_o^1 / \partial M_{o'z} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

如图 4 所示, Δx_o^1 、 Δy_o^1 、 $\Delta \alpha_o^1$ 分别为由柔性铰链 1 作用下点 o' 的位移, $F_{o'x}$ 、 $F_{o'y}$ 、 $M_{o'z}$ 分别为作用在点 o' 的力和力矩,由图 4 可以看见,根据力传递关系,作用在点 o' 的力和力矩可转化为作用于点 1 可以表示为:

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{1x} = \mathbf{F}_{o'x} \\ \mathbf{F}_{1y} = \mathbf{F}_{o'y} - \mathbf{F}_{in1} \\ \mathbf{M}_{1z} = -\mathbf{F}_{o'x} l_4 + \mathbf{F}_{o'y} l_1 + \mathbf{M}_{o'z} - \mathbf{F}_{in1} l_5 \end{cases}, \quad (4)$$

式中: \mathbf{F}_{1x} 、 \mathbf{F}_{1y} 、 \mathbf{M}_{1z} 分别为作用于点 1 的力和力矩。根据作用在柔性铰链 1 的力和式(1)表示的铰链柔度公式,则点 1 绕 z 轴的转角 $\Delta \alpha_1^1$ 可得:

$$\Delta \alpha_1^1 = C_{1a} \mathbf{M}_{1z} + C_{1a} \mathbf{F}_{1y} R_1 = C_{1a} [-\mathbf{F}_{o'x} l_4 + \mathbf{F}_{o'y} (l_1 + R_1) + \mathbf{M}_{o'z} - \mathbf{F}_{in1} (l_5 + R_1)]. \quad (5)$$

$\Delta \alpha_1^1$ 分别对力 $\mathbf{F}_{o'x}$ 、 $\mathbf{F}_{o'y}$ 、 $\mathbf{M}_{o'z}$ 求偏导,可得式右边的第 3 行的柔度分量:

$$\begin{cases} \frac{\partial \Delta \alpha_1^1}{\partial F_{o'x}} = -C_{1a} l_4 \\ \frac{\partial \Delta \alpha_1^1}{\partial F_{o'y}} = C_{1a} (l_1 + R_1) \\ \frac{\partial \Delta \alpha_1^1}{\partial M_{o'z}} = C_{1a} \end{cases}, \quad (6)$$

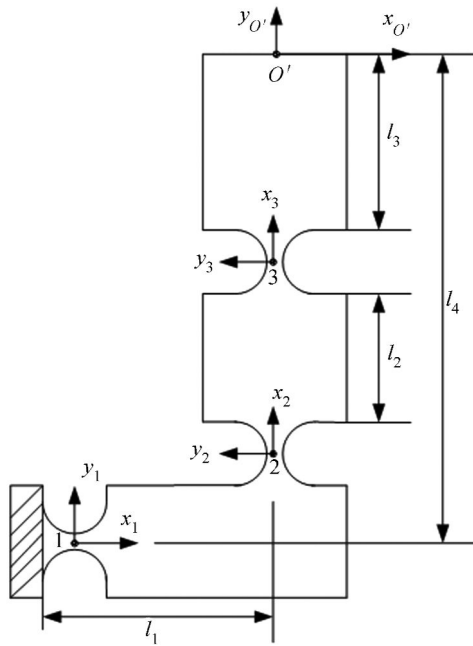


图 4 柔顺机构运动支链

Fig. 4 Motion sub-chain of compliant mechanism

同理,由于柔性铰链 1 的作用沿 y 轴的位移 Δy_1^1 可表示为:

$$\Delta y_1^1 = C_{1y} F_{1y} + C_{1\alpha} M_{1z} R_1 = C_{1y} (F_{o'y} - F_{lin}) + C_{1\alpha} (-F_{o'x} l_4 + F_{o'y} l_1 + M_{o'z} - F_{lin} l_5) R_1. \quad (7)$$

Δy_1^1 分别对力 $F_{o'x}$ 、 $F_{o'y}$ 、 $M_{o'z}$ 求偏导可得式 (3) 右边的第 2 行的柔度分量:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta y_1^1}{\partial F_{o'x}} &= -C_{1\alpha} l_4 R_1 & \frac{\partial \Delta y_1^1}{\partial F_{o'y}} &= C_{1y} + C_{1\alpha} l_1 R_1 \\ \frac{\partial \Delta y_1^1}{\partial M_{o'z}} &= C_{1\alpha} R_1. \end{aligned} \quad (8)$$

由图 5 可知,由于放大作用,在点 o' 沿 y 轴的

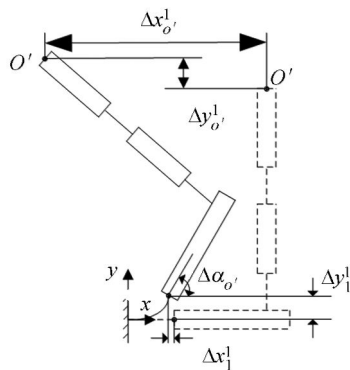


图 5 支链运动放大作用

Fig. 5 Motion amplification of sub-chain

位移可以表示为:

$$\Delta y_o' = \Delta y_1^1 + \Delta \alpha_o' l_1. \quad (9)$$

联合式(9)、(8)和(6),对式(9)的 $F_{o'x}$ 、 $F_{o'y}$ 、 $M_{o'z}$ 求偏导可以得出式(3)右边第 2 行的柔度分量:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta y_o'}{\partial F_{o'x}} &= \frac{\partial \Delta y_1^1}{\partial F_{o'x}} + \frac{\partial \Delta \alpha_o'}{\partial F_{o'x}} l_1 = -l_4 (l_1 + R_1) C_{1\alpha} \\ \frac{\partial \Delta y_o'}{\partial F_{o'y}} &= \frac{\partial \Delta y_1^1}{\partial F_{o'y}} + \frac{\partial \Delta \alpha_o'}{\partial F_{o'y}} l_1 = C_{1y} + (l_1 R_1 + l_1 (l_1 + R_1)) C_{1\alpha} \\ \frac{\partial \Delta y_o'}{\partial M_{o'z}} &= \frac{\partial \Delta y_1^1}{\partial M_{o'z}} + \frac{\partial \Delta \alpha_o'}{\partial M_{o'z}} l_1 = -(l_1 + R_1) C_{1\alpha} \end{aligned} \quad (10)$$

在点 1 沿 x 方向位移可表示为:

$$\Delta x_1^1 = C_{1x} F_{1x} = C_{1x} F_{o'x}. \quad (11)$$

对式(11)求偏导,则:

$$\frac{\partial \Delta x_1^1}{\partial F_{o'x}} = C_{1x} \quad \frac{\partial \Delta x_1^1}{\partial F_{o'y}} = 0 \quad \frac{\partial \Delta x_1^1}{\partial M_{o'z}} = 0. \quad (12)$$

由于机构运动放大作用,在点 o' 沿 x 的位移为:

$$\Delta x_o' = \Delta x_1^1 - \Delta \alpha_o' l_4. \quad (13)$$

联合式(12)、(13)、(16),对式(9)的 $F_{o'x}$ 、 $F_{o'y}$ 、 $F_{o'z}$ 求偏导可得式(3)右边的第 2 行的柔度分量为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta x_o'}{\partial F_{o'x}} &= \frac{\partial \Delta x_1^1}{\partial F_{o'x}} - \frac{\partial \Delta \alpha_o'}{\partial F_{o'x}} l_4 = C_{1x} + l_4^2 C_{1\alpha} \\ \frac{\partial \Delta x_o'}{\partial F_{o'y}} &= \frac{\partial \Delta x_1^1}{\partial F_{o'y}} - \frac{\partial \Delta \alpha_o'}{\partial F_{o'y}} l_4 = l_4 (l_1 + R_1) C_{1\alpha}. \\ \frac{\partial \Delta x_o'}{\partial M_{o'z}} &= \frac{\partial \Delta x_1^1}{\partial M_{o'z}} - \frac{\partial \Delta \alpha_o'}{\partial M_{o'z}} l_4 = -l_4 C_{1\alpha} \end{aligned} \quad (14)$$

同理,可得第 2 和 3 运动支链的柔度矩阵:

$$C_{h2} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \Delta x_o^2}{\partial F_{o'x}} & \frac{\partial \Delta x_o^2}{\partial F_{o'y}} & \frac{\partial \Delta x_o^2}{\partial M_{o'z}} \\ \frac{\partial \Delta y_o^2}{\partial F_{o'x}} & \frac{\partial \Delta y_o^2}{\partial F_{o'y}} & \frac{\partial \Delta y_o^2}{\partial M_{o'z}} \\ \frac{\partial \Delta \alpha_o^2}{\partial F_{o'x}} & \frac{\partial \Delta \alpha_o^2}{\partial F_{o'y}} & \frac{\partial \Delta \alpha_o^2}{\partial M_{o'z}} \end{bmatrix}, \quad (15)$$

其中:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta x_o^2}{\partial F_{o'x}} &= 0, \quad \frac{\partial \Delta x_o^2}{\partial F_{o'y}} = C_{2x}, \quad \frac{\partial \Delta x_o^2}{\partial M_{o'z}} = 0, \\ \frac{\partial \Delta y_o^2}{\partial F_{o'x}} &= -C_{2y} - ((l_2 + l_3 + 2R_3) R_2 + (l_2 + l_3 + 2R_3) (l_2 + l_3 + 2R_3 + R_2)) C_{2\alpha} \\ \frac{\partial \Delta y_o^2}{\partial F_{o'y}} &= 0, \quad \frac{\partial \Delta y_o^2}{\partial M_{o'z}} = (l_2 + l_3 + 2R_2 + R_3) C_{2\alpha} \\ \frac{\partial \Delta \alpha_o^2}{\partial F_{o'x}} &= -(l_2 + l_3 + R_2 + 2R_3) C_{2\alpha}, \quad \frac{\partial \Delta \alpha_o^2}{\partial F_{o'y}} = 0, \\ \frac{\partial \Delta \alpha_o^2}{\partial M_{o'z}} &= C_{2\alpha}. \end{aligned}$$

$$\mathbf{C}_{h3} = \begin{bmatrix} \partial \Delta x_o^3 / \partial \mathbf{F}_{o'x} & \partial \Delta x_o^3 / \partial \mathbf{F}_{o'y} & \partial \Delta x_o^3 / \partial \mathbf{M}_{o'z} \\ \partial \Delta y_o^3 / \partial \mathbf{F}_{o'x} & \partial \Delta y_o^3 / \partial \mathbf{F}_{o'y} & \partial \Delta y_o^3 / \partial \mathbf{M}_{o'z} \\ \partial \Delta \alpha_o^3 / \partial \mathbf{F}_{o'x} & \partial \Delta \alpha_o^3 / \partial \mathbf{F}_{o'y} & \partial \Delta \alpha_o^3 / \partial \mathbf{M}_{o'z} \end{bmatrix}, \quad (16)$$

其中:

$$\frac{\partial \Delta x_o^3}{\partial \mathbf{F}_{o'x}} = 0 \quad \frac{\partial \Delta x_o^3}{\partial \mathbf{F}_{o'y}} = \mathbf{C}_{3x} \quad \frac{\partial \Delta x_o^3}{\partial \mathbf{M}_{o'z}} = 0$$

$$\frac{\partial \Delta y_o^3}{\partial \mathbf{F}_{o'x}} = -\mathbf{C}_{2y} - l_3(l_3 + l_3 + 2R_3)\mathbf{C}_{3a}$$

$$\frac{\partial \Delta y_o^3}{\partial \mathbf{F}_{o'y}} = 0 \quad \frac{\partial \Delta y_o^3}{\partial \mathbf{M}_{o'z}} = (l_3 + R_3)\mathbf{C}_{3a}$$

$$\frac{\partial \Delta \alpha_o^3}{\partial \mathbf{F}_{o'x}} = -(l_3 + 2R_3)\mathbf{C}_{3a} \quad \frac{\partial \Delta \alpha_o^3}{\partial \mathbf{F}_{o'y}} = 0 \quad \frac{\partial \Delta \alpha_o^3}{\partial \mathbf{M}_{o'z}} = \mathbf{C}_{3a}$$

由于柔度 \mathbf{C}_{h2} 和 \mathbf{C}_{h3} 分别定义于局部坐标系 $x_2 y_2$ 和 $x_3 y_3$, 为了表示统一, 将它们转化至坐标系 $x_1 y_1$ 下表示, 根据坐标轴之间的变换关系, 转换后柔度矩阵变为:

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_{h2}' &= \mathbf{T}_{\pi/2} \mathbf{C}_{h2} \\ \mathbf{C}_{h3}' &= \mathbf{T}_{\pi/2} \mathbf{C}_{h3} \end{aligned}, \quad (17)$$

$$\text{其中, } \mathbf{T}_{\pi/2} = \begin{bmatrix} \cos(\pi/2) & -\sin(\pi/2) & 0 \\ \sin(\pi/2) & \cos(\pi/2) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ 为转换}$$

矩阵。则由第 1 支链柔度表达式:

$$\mathbf{C}_{L_1 o'F_o} = \mathbf{C}_{h1} + \mathbf{C}_{h2}' + \mathbf{C}_{h3}', \quad (18)$$

根据式(18)可以得出作用在点 o' 的力与位移之间的关系, 即

$$\begin{bmatrix} \Delta x_{o'} \\ \Delta y_{o'} \\ \Delta \alpha_{o'} \end{bmatrix} = \mathbf{C}_{L_1 o'F_o} \mathbf{F}_{o'}, \quad (19)$$

式中: $\mathbf{F}_{o'} = [\mathbf{F}_{o'x} \ \mathbf{F}_{o'y} \ \mathbf{F}_{o'z}]^T$ 。为了得出作用在点的力与位移之间的关系, 在点 o 和 o' 点的力和位移之间关系可以表示为:

$$\mathbf{F}_{o'} = \mathbf{T}_f \mathbf{F}_o \quad D_{o'} = \mathbf{T}_d D_o, \quad (20)$$

$$\text{其中: } \mathbf{T}_f = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & -l_6 & 1 \end{bmatrix}, \mathbf{T}_d = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -l_6 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

联合式(19)、(20)可得点 o 力与位移之间的关系:

$$D_o = \mathbf{C}_{L_1 oF_o} \mathbf{F}_o, \quad (21)$$

其中, $\mathbf{C}_{L_1 oF_o} = \mathbf{T}_d \mathbf{C}_{L_1 o'F_o} \mathbf{T}_f$ 。由于第 2、3 支链与第 1 支链 $2\pi/3$, 则由支链 2 和 3 在点 o 柔度矩阵 $\mathbf{C}_{L_2 oF_o}$ 和 $\mathbf{C}_{L_3 oF_o}$ 分别表示为:

$$\begin{aligned} \mathbf{D}_{L_2 oF_o} &= \mathbf{T}_{-2\pi/3} \mathbf{C}_{L_1 oF_o} \mathbf{T}_{-2\pi/3}^T \mathbf{F}_o \\ \mathbf{D}_{L_3 oF_o} &= \mathbf{T}_{2\pi/3} \mathbf{C}_{L_1 oF_o} \mathbf{T}_{2\pi/3}^T \mathbf{F}_o \end{aligned} \quad (22)$$

$$\mathbf{C}_{L_2 oF_o} = \mathbf{T}_{-2\pi/3} \mathbf{C}_{L_1 oF_o} \mathbf{T}_{-2\pi/3}^T$$

$$\mathbf{C}_{L_3 oF_o} = \mathbf{T}_{2\pi/3} \mathbf{C}_{L_1 oF_o} \mathbf{T}_{2\pi/3}^T$$

整个系统的柔度矩阵为各个运动支链的柔度叠加, 则系统柔度 \mathbf{C}_{oF_o} 为

$$\mathbf{C}_{oF_o} = (\mathbf{C}_{L_1 oF_o}^{-1} + \mathbf{C}_{L_2 oF_o}^{-1} + \mathbf{C}_{L_3 oF_o}^{-1})^{-1}. \quad (23)$$

下面推导表示力 \mathbf{F}_{in} 与输出位移的柔度矩阵 \mathbf{C}_{oF_m} 和表示输出力 \mathbf{F}_o 与输入位移的柔度矩阵 \mathbf{C}_{inF_o} 。 \mathbf{C}_{oF_m} 可以表示为

$$\mathbf{C}_{oF_m} = [\mathbf{C}_{oF_{1in}} \quad \mathbf{C}_{oF_{2in}} \quad \mathbf{C}_{oF_{3in}}]. \quad (24)$$

同理, 先求出柔度 $\mathbf{C}_{L_1 o'F_{1in}}$

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_{L_1 o'F_{1in}} &= \begin{bmatrix} \partial \Delta x_o^1 / \partial \mathbf{F}_{1in} \\ \partial \Delta y_o^1 / \partial \mathbf{F}_{1in} \\ \partial \Delta \alpha_o^1 / \partial \mathbf{F}_{1in} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} l_4(l_5 + R_1)\mathbf{C}_a \\ -\mathbf{C}_y - ((l_5 R_1 + l_1(l_5 + R_1)))\mathbf{C}_a \\ -(l_5 + R_1)\mathbf{C}_a \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (25)$$

其在点 o 的柔度 $\mathbf{C}_{L_1 oF_{1in}}$ 为:

$$\mathbf{C}_{L_1 oF_{1in}} = \mathbf{T}_d \mathbf{C}_{L_1 o'F_{1in}}. \quad (26)$$

在力 \mathbf{F}_{1in} 作用下支链 1 在点 o 的输出位移

$$D_{L_1 oF_m} = \mathbf{C}_{L_1 oF_m} = \mathbf{C}_{L_1 oF_o} \mathbf{F}_o, \quad (27)$$

设 $\mathbf{F}_{1in} = 1$, 根据式(27)则可以得出等价输出力 $\mathbf{F}_{L_1 oeqv}$ 为:

$$\mathbf{F}_{L_1 oeqv} = \mathbf{C}_{L_1 oF_o}^{-1} \mathbf{C}_{L_1 oF_{1in}}, \quad (28)$$

则输出柔度 $\mathbf{C}_{oF_{1in}}$ 、 $\mathbf{C}_{oF_{2in}}$ 和 $\mathbf{C}_{oF_{3in}}$ 分别为:

$$\mathbf{C}_{oF_{1in}} = \mathbf{C}_{oF_o} \mathbf{C}_{L_1 oeqv}$$

$$\mathbf{C}_{oF_{2in}} = \mathbf{T}_{-2\pi/3} \mathbf{C}_{oF_{1in}}. \quad (29)$$

$$\mathbf{C}_{oF_{3in}} = \mathbf{T}_{2\pi/3} \mathbf{C}_{oF_{1in}}$$

根据柔度对称性, 柔度 \mathbf{C}_{inF_o} 为

$$\mathbf{C}_{inF_o} = \mathbf{C}_{oF_o}^T. \quad (30)$$

同理, 表示输入力与输入位移之间的柔度矩阵 \mathbf{C}_{inF_m} 可以表示为:

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_{inF_m} &= [\mathbf{C}_{inF_{1in}} \quad \mathbf{C}_{inF_{2in}} \quad \mathbf{C}_{inF_{3in}}] = \\ &= [\mathbf{C}_{inF_o} \mathbf{C}_{L_1 oeqv} \quad \mathbf{C}_{inF_o} \mathbf{T}_{-2\pi/3} \mathbf{C}_{L_1 oeqv} \quad \mathbf{C}_{inF_o} \mathbf{T}_{2\pi/3} \mathbf{C}_{L_1 oeqv}], \end{aligned} \quad (31)$$

为了获得平台的输入位移与输出位移的封闭形式运动关系, 下面推导表示其雅可比矩阵, 由于:

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_o &= \mathbf{C}_{oF_m} \times \mathbf{F}_{in} \\ \mathbf{F}_{in} &= \mathbf{C}_{oF_m}^{-1} \times \mathbf{U}_o \end{aligned}, \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_{in} &= \mathbf{C}_{inF_{in}} \times \mathbf{F}_{in} \\ \mathbf{F}_{in} &= \mathbf{C}_{inF_{in}}^{-1} \times \mathbf{U}_{in} \end{aligned} \quad (33)$$

联合式(32)和式(33)得出雅可比矩阵 J :

$$\mathbf{U}_o = \mathbf{J}\mathbf{U}_{in} = \mathbf{C}_{oF_{in}} \times \mathbf{C}_{inF_{in}}^{-1} \times \mathbf{U}_{in}. \quad (34)$$

3 理论模型验证

采用有限元软件 ANSYS 对精密定位工作台进行仿真分析以验证模型的精确性。为了提高计算精度,柔性铰链有限元模型采用二次实体单元 Solid 95。模型材料选用铝合金,其弹性模量为 71 GPa,泊松比为 0.33。为了满足求解精度,同时考虑柔性铰链的尺寸较小,铰链处网格密度设为 0.1 mm,其他地方网格密度设为 0.5 mm,平台有限元网格如图 6 所示。为了与理论模型的结果进行比较分析,约束作用于图 1 所示的固定端,集中驱动力作用于图 1 所示的驱动位置。由图 4 所示运动支链的结构参数和柔性铰链的尺寸参数如表 1 所示。

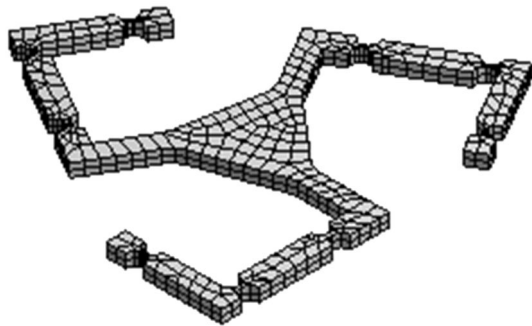


图 6 平台有限元模型

Fig. 6 Finite element model of stage

表 1 平台结构参数

Tab. 1 Structure parameters of the stage (mm)

支链尺寸						柔性铰链尺寸			
l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l	l	c	b
47	22	2	30	4	12	1.6	25	12	14

根据式(2)表示的柔度的定义关系式,应用软件 ANSYS 获得柔度矩阵的过程为:(1)分别在载荷端施加单位载荷;(2)测量输出端的位移,可以得到相应的柔度矩阵的各个元素。根据第 2 部分所得出的理论模型,得出了由理论模型和有限元模型得出的各柔度矩阵和雅可比矩阵的比较分析

结果,如表 3 所示。结果表明:由理论模型所得出的各柔度矩阵和雅可比矩阵各元素与有限元分析的结果差值在 1.0%~9.5%,说明除个别元素结果相差至 9.5%,其他结果基本处于 5%左右,表明理论模型结果与有限元结果一致和所推导出的刚度和运动模型的正确性和精确性。误差产生的原因主要为:(1)有限元模型考虑了剪切,理论模型没有考虑。(2)有限元模型将整个机构视为柔性体,为了简化系统运动模型,理论模型仅考虑了柔性铰链的变形,而把杆件视为刚体。

表 2 理论模型与有限元模型比较分析结果

Tab. 2 Comparative analysis between theory model and FEA

柔度	理论结果			FEA 结果			差值/%		
C_{oF_o}	7.48	0	0	8.16	0	0	8.3	0	0
	0	7.48	0	0	8.27	0	0	9.5	0
	0	0	3 199	0	0	3 455	0	0	7.4
$C_{oF_{in}}$	0.22	-3.42	-2.83	0.21	-3.67	-2.63	4.2	6.9	7.7
	-3.07	1.52	-2.83	-3.27	1.47	-2.64	6.1	3.3	7.3
	2.85	1.89	-2.83	3.11	2.03	-2.71	8.3	6.5	4.5
$C_{inF_{in}}$	1.57	-0.78	-0.78	1.64	-0.73	-0.81	4.2	7.1	3.5
	-0.78	1.57	-0.78	-0.73	1.64	-0.75	7.1	4.2	4.2
	-0.78	-0.78	1.57	-0.81	-0.75	1.62	3.5	4.2	3.3
J	0.09	-1.31	1.21	0.10	-1.28	1.19	7.0	2.0	1.8
	-1.45	0.65	0.81	-1.51	0.68	0.87	3.8	5.0	7.2
	-376.5	-376.5	-376.5	-372.3	-373.1	-372.8	1.2	0.9	1.0

表 3 优化模型相关参数

Tab. 3 Parameters corresponding to optimization problem

参数	α_1	α_2	α_3	n	S_t	σ_f/MPa	F_{\max}/N	$\zeta_{1\max}$	$\zeta_{2\max}$
数值	0.4	0.3	0.3	4	2.0	620.4	3 000	0.1	0.1

4 运动特性灵敏度分析

动态特性灵敏度是特性参数对结构设计变量的改变率,通过灵敏度分析计算可求出特性对结构设计变量变化的敏感程度,进而选择对特性影响较大的结构参数作为设计变量;而且,它们可以应用在结构参数优化计算中。雅可比矩阵是评价系统运动性能的一个重要指标,它反映了平台输出与输入之间的关系。根据第 2 部分的推导可知雅可比矩阵是平台结构参数的函数,为封闭形式的表达式,分别对各个结构参数求偏导,可求出其

对各参数的灵敏度公式。下面分析雅可比矩阵各个元素对结构参数的灵敏度。设结构参数范围分别为 $0 \leq t \leq 3 \text{ mm}$, $0 \leq c \leq 20 \text{ mm}$, $0 \leq b \leq 20 \text{ mm}$, $0 \leq l \leq 40 \text{ mm}$, $L_1 \in [1, 100] \text{ mm}$, $L_2 \in [1, 100] \text{ mm}$, $L_3 \in [0.5, 20] \text{ mm}$, $L_4 \in [1, 100] \text{ mm}$, $L_5 \in [1, 20] \text{ mm}$, $L_6 \in [1, 100] \text{ mm}$, 图 7、8、9、10、11、12、13、14、15 和 16 分别为雅可比矩阵对铰链尺寸参数 t 、 c 、 b 、 l 、 L_1 、 L_2 、 L_3 、 L_4 、 L_5 、 L_6 的灵敏度, 鉴于篇幅, 只列出雅可比矩阵的元素 J_{11} 和 J_{22} 对结构参数的灵敏度, 图中 S_{11} 和 S_{22} 分别为其下标所表示的元素的灵敏度。从图可以看出, 参数 t 、 c 、 l 、 L_1 、 L_2 、 L_3 、 L_4 和 L_5 对雅可比矩阵影响较大, 但 b 和 L_6 的灵敏度较小, 也就是说, 它对雅可比矩阵影响较小。所以, 可以选择对雅可比矩阵影响较大的结构参数作为设计变量。

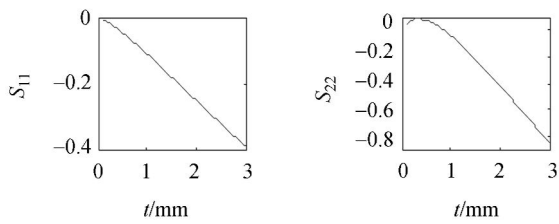


图 7 雅可比矩阵对铰链尺寸参数 t 的灵敏度
Fig. 7 Sensitivity of Jacobian matrix to hinge size parameter t

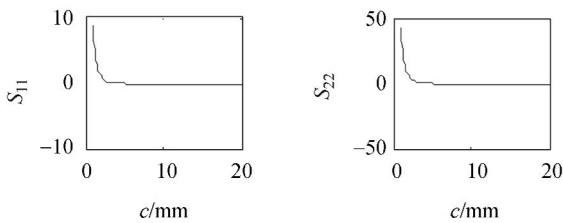


图 8 雅可比矩阵对铰链尺寸参数 c 的灵敏度
Fig. 8 Sensitivity of Jacobian matrix to hinge size parameter c

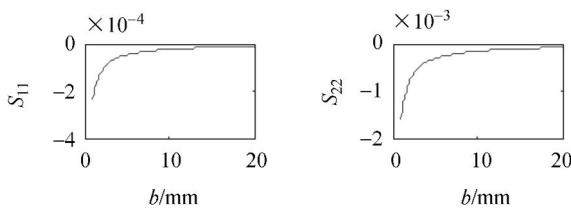


图 9 雅可比矩阵对铰链尺寸参数 b 的灵敏度
Fig. 9 Sensitivity of Jacobian matrix to hinge size parameter b

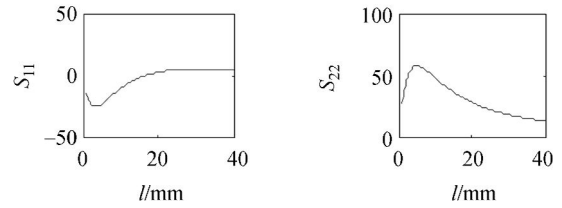


图 10 雅可比矩阵对铰链尺寸参数 l 的灵敏度
Fig. 10 Sensitivity of Jacobian matrix to size parameter l

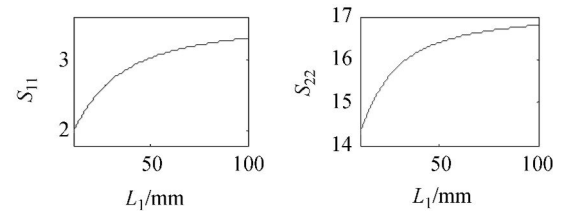


图 11 雅可比矩阵对尺寸参数 L_1 的灵敏度
Fig. 11 Sensitivity of Jacobian matrix to size parameter L_1

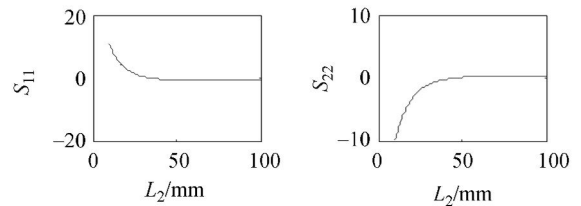


图 12 雅可比矩阵对尺寸参数 L_2 的灵敏度
Fig. 12 Sensitivity of Jacobian matrix to size parameter L_2

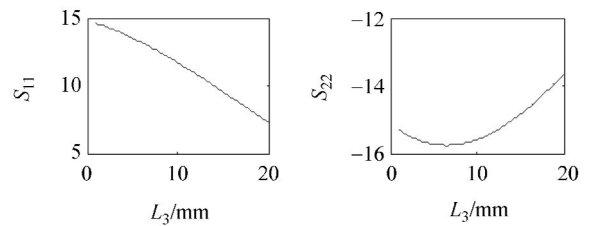


图 13 雅可比矩阵对尺寸参数 L_3 的灵敏度
Fig. 13 Sensitivity of Jacobian matrix to size parameter L_3

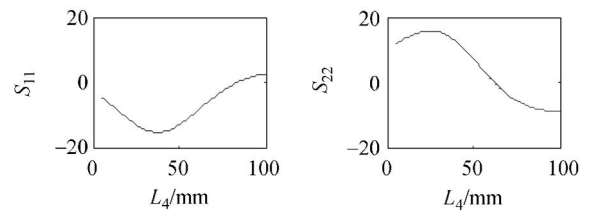
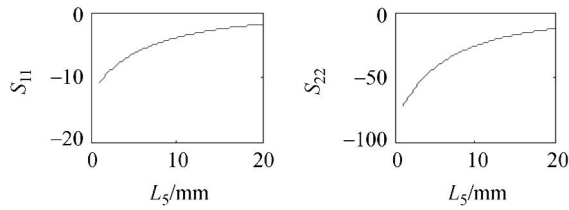
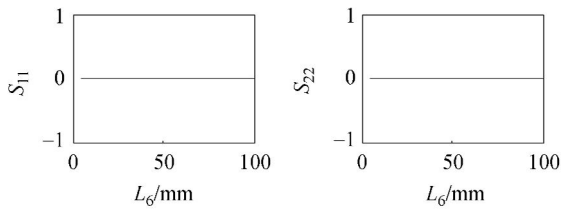


图 14 雅可比矩阵对尺寸参数 L_4 的灵敏度
Fig. 14 Sensitivity of Jacobian matrix to size parameter L_4

图 15 雅可比矩阵对尺寸参数 L_5 的灵敏度Fig. 15 Sensitivity of Jacobian matrix to size parameter L_5 图 16 雅可比矩阵对尺寸参数 L_6 的灵敏度Fig. 16 Sensitivity of Jacobian matrix to size parameter L_6

5 平台的优化设计

合理的结构是平台能够稳定工作的根本保证,尤其是在微动领域,外界振动、噪声干扰以及载荷变化等都会较为严重地影响平台的定位精度,因此设计时必须保证平台具有较高的刚度,但由于平台本身的定位是靠柔顺机构的弹性变形来实现的,因此必须具备足够的柔性,要解决这一问题,必须对平台结构进行优化设计。由于压电陶瓷驱动器的输出位移较小,较大地限制了平台的定位范围,拓展平台的定位空间非常重要,所以平台的优化问题可描述为:

$$f_{\text{obj}} = \min \left\{ \frac{1}{\alpha_1 |\theta| + 10^n \alpha_2 |X| + 10^n \alpha_3 |Y|} \right\},$$

$$\text{s. t. } g_i < 0 \quad (i=1, 2, \dots)$$
(35)

式中: $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 为加权系数,满足 $\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 1$, n 为整数,表示平动和转动的数量级之差; $|X|, |Y|, |\theta|$ 分别表示平台中心沿 X 和 Y 方向的位移绝对值和绕 Z 轴的转角绝对值; g_i 为约束函数。

根据灵敏度分析的结果,选择与平台运动特性相关的结构参数为设计变量。同时,根据雅可比矩阵,输入位移对输出位移有较大的影响,将输入位移 $U_{\text{in}1}, U_{\text{in}2}$ 和 $U_{\text{in}3}$ 作为设计变量。平台优化的约束主要考虑柔性铰链强度约束、最大输入力约束、几何尺寸约束和输入耦合约束。

(1) 柔性铰链的强度约束

平台优化时,必须考虑柔性铰链的最大应力约束,最大应力发生在柔性铰链厚度最小处,厚度为 t 处的应力 σ_n 为:

$$\sigma_n = \frac{6M_z K_t}{t^2 b}, \quad (36)$$

其中: $K_t = \frac{2.7t + 5.4c}{8c + t} + 0.325$, M_z 为铰链扭矩,

它可以根据力传递关系求出。柔性铰链的强度约束可表示为:

$$g_1 = M_z - \frac{t^2 b}{6 S_t K_t} \sigma_y < 0, \quad (37)$$

式中: S_t 为安全系数, σ_y 为材料的屈服强度。

(2) 最大驱动力约束

由于平台结构尺寸发生变化时,对应的驱动力随之变化,优化时必须保证在输出平台输出位移达到最大时所需要的驱动力小于压电驱动器的最大驱动力。根据输出位移和柔度矩阵可计算得出实际驱动力 F 。驱动力约束可表示为:

$$g_2 = F - F_{\text{max}} < 0, \quad (38)$$

式中: F_{max} 为压电驱动器的最大驱动力。

(3) 输入耦合约束

在多输入系统中,当其中一个输入端有位移输入时,由于柔性铰链的弹性变形,会使其它各输入端产生一定量的位移变化,其位移比值即为输入耦合,它表征系统各输入量之间的相互影响程度。输入耦合的存在使平台的控制难度和精度都受到一定程度的影响,因此设计时要求输入耦合尽可能小,以降低各输入量之间的相互干涉。设 PZT1 的驱动力为 F_1 ,另外两个输入端的输入力为 0,同时 PZT1 的输出位移为 d_1 ,根据柔度矩阵 $C_{\text{inF}_{\text{in}}}$ 可求出另外两个输入端的位移变化 (d_2, d_3),则平台的输入耦合分别为:

$$\zeta_1 = \left| \frac{d_2}{d_1} \right| \quad \zeta_2 = \left| \frac{d_3}{d_1} \right|. \quad (39)$$

输入耦合的约束可以描述为

$$g_3 = \zeta_1 - \zeta_{1\text{max}} < 0 \quad g_4 = \zeta_2 - \zeta_{2\text{max}} < 0, \quad (40)$$

式中: $\zeta_{1\text{max}}, \zeta_{2\text{max}}$ 为最大输入耦合约束。

(4) 平台几何尺寸约束

平台的尺寸约束可以描述为:

$$d_{\text{ib}} \leq d_i \leq d_{\text{iub}} \quad (i=1, \dots, 10), \quad (41)$$

其中: d_i 为设计变量, d_{ib} 为设计变量的下界, d_{iub} 为其上界。设计变量范围如下: $t \in [0.1, 5] \text{ mm}$, $c \in [1, 20] \text{ mm}$, $l \in [1, 50] \text{ mm}$, $L_1 \in [1, 100]$

mm, $L_2 \in [1, 100]$ mm, $L_3 \in [0.1, 10]$ mm, $L_4 \in [1, 100]$ mm, $L_5 \in [1, 20]$ mm, $U_{in1} \in [0, 60]$ μm , $U_{in2} \in [0, 60]$ μm , $U_{in3} \in [0, 60]$ μm .

(5) 优化结果

平台优化变量的取值极限如表所示, 平台优化相关的主要参数如表 3 所示。微动平台的优化问题属于非线性约束优化问题, 采用序列二次规划法求解上述非线性优化问题, 得到目标值在优化迭代中的变化, 如图 17 所示, 迭代步以 N 表示, 图中星号 * 表示每一迭代步的目标值。从图 17 可以得知, 在迭代过程中, 其值逐渐变小, 满足设计要求。最后迭代得出各个设计变量的值 $t =$

1.52 mm, $c = 15.4$ mm, $l = 24.8$ mm, $L_1 = 54.3$ mm, $L_2 = 18.4$ mm, $L_3 = 4.5$ mm, $L_4 = 38.4$ mm, $L_5 = 8.2$ mm, $U_{in1} = 2.12$ μm , $U_{in2} = 3.47$ μm , $U_{in3} = 58.63$ μm 。表 4 表示优化前结构尺寸与优化后结构尺寸所得出的输出位移, 结果分析表明, 优化后的输出位移比优化前输出位移更大, 说明优化模型是有效的。

6 结 论

针对一种 3-RRR 柔顺并联精密定位平台, 提出一种基于双曲线柔性铰链的封闭柔度公式的刚度模型和运动学模型, 并基于该模型对其尺寸参数进行了优化设计。所建立的刚度和运动模型是以柔性铰链的柔度为变量的封闭形式。用有限元法与理论模型进行比较分析表明, 两者所得的运动模型误差在 10% 以下, 说明了该模型的正确性和精确性。由于该方法是基于柔性铰链的封闭柔度公式, 为柔顺并联定位平台建立封闭形式的刚体模型提供了一种新的方法。分析了雅可比矩阵各个元素对结构参数的灵敏度。结果表明, 参数 $t, c, l, L_1, L_2, L_3, L_4$ 和 L_5 对雅可比矩阵影响较大, 但和对雅可比矩阵影响较小。选择对灵敏度较大的结构参数作为优化设计变量。提出了一种以平台工作空间为目标, 铰链强度、最大输入力、几何尺寸和输入耦合为约束的优化模型。结果表明优化后的结构参数能获得更大的输出位移, 说明了优化方案的有效性。另外, 本文提出的思路和方法也可应用于其他柔顺机构的运动特性分析和优化设计。

表 4 优化前后输出位移的比较结果

Tab. 4 Comparative results of output displacements before and after optimization

优化前输出位移			优化后输出位移		
$U_{o1}/\mu\text{m}$	$U_{o2}/\mu\text{m}$	$U_{o3}/\mu\text{rad}$	$U_{o1}/\mu\text{m}$	$U_{o2}/\mu\text{m}$	$U_{o3}/\mu\text{rad}$
75	61	0.09	91	72	0.2

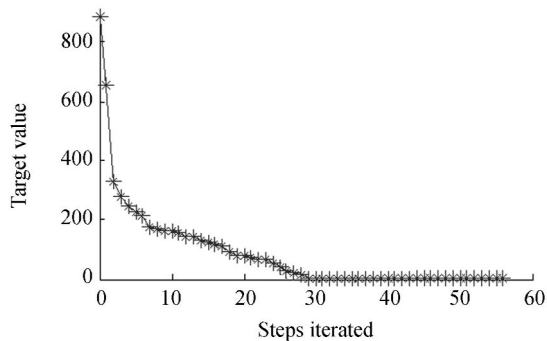


图 17 优化目标值在优化迭代过程中的变化

Fig. 17 Changes of the optimal values in process of optimization iteration

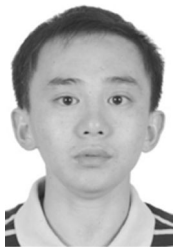
参考文献:

- [1] 于靖军, 宗光华, 毕树生. 全柔性机构与 MEMS [J]. 光学精密工程, 2001, 9(1): 1-5.
YU J J, ZONG G H, BI SH SH. Fully compliant mechanisms and MEMS [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2001, 9(1): 1-5. (in Chinese)
- [2] 于靖军, 宗光华, 毕树生. 空间柔性机构位置分析的刚度矩阵法 [J]. 北京航空航天大学学报, 2002, 28(3): 323-326.
YU J J, ZONG G H, BI SH SH. Stiffness matrix method for displacement analysis of fully spatial

- compliant mechanisms [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2002, 28(3): 323-326. (in Chinese)
- [3] YUE Y, GAO F, ZHAO X CH, et al.. Relationship among input-force, payload, stiffness and displacement of a 3-DOF perpendicular parallel micro-manipulator [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2010, 45: 756-771.
- [4] DON W, SUN L N, DU ZH J. Stiffness research on a high-precision, large-workspace parallel mechanism with compliant joints [J]. *Precision Engi-*

- neering, 2008, 32, 222-231.
- [5] OUYANG P R, TJIPTOPRODJO R C, ZHANG W J, *et al.*. Micro-motion devices technology: the state of arts review [J]. *Int J. Adv. Manuf. Technol.*, 2008, 38:463-478.
- [6] TEO T J, CHEN I-Ming, YANG Guilin, *et al.*. A generic approximation model for analyzing large nonlinear deflection of beam-based flexure joints [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34: 607-618.
- [7] HOPKINS J B, CULPEPPER M L. A screw theory basis for quantitative and graphical design tools that define layout of actuators to minimize parasitic errors in parallel flexure systems [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34: 767-776.
- [8] WU T L, CHEN J H, CHANG SH H. A six-DOF prismatic-spherical-spherical parallel compliant nanopositioner [J]. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, 2008, 55(12):2544-2551.
- [9] TIAN Y, SHIRINZADEH B, ZHANG D, *et al.*. Design and forward kinematics of the compliant micro-manipulator with lever mechanisms [J]. *Precision Engineering*, 2009, 33:466-476.
- [10] NICOLAE L, JEFFREY S N P, EDWARD O M, *et al.*. Parabolic and hyperbolic flexure hinges: flexibility, motion precision and stress characterization based on compliance closed-form equations [J]. *Precision Engineering*, 2002, 26: 183-192.
- [11] TIAN Y, IRINZADEH B, ZHANG D, *et al.*. Design and optimization of an XYZ parallel micromanipulator with flexure hinges [J]. *J. Intell. Robot Syst.*, 2009, 55: 377-402.
- [12] DONG W, SUN L N, DU Z J. Design of a precision compliant parallel positioned driven by dual piezoelectric actuators [J]. *Sensors and Actuators A*, 2007, 135:250-256.
- [13] YAO Q, DONG J, FERREIRA P M. Design, analysis, fabrication and testing of a parallel-kinematic micropositioning XY stage [J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2007, 47: 946-961.
- [14] CHOI K B, LEE J J, HATA S. A piezo-driven compliant stage with double mechanical amplification mechanisms arranged in parallel [J]. *Sensors and Actuators A*, 2010, 161: 173-181.
- [15] KI W C, WOOK B K, YOUNG H J. A transparent polymeric flexure-hinge nanopositioner, actuated by a piezoelectric stack actuator [J]. *Nanotechnology*, 2011, 22: 250-256.
- [16] TIAN Y, SHIRINZADEH B, ZHANG D. A flexure-based five-bar mechanism for micro/nano manipulation [J]. *Sensors and Actuators A*, 2009, 153:96-104.
- [17] HUY H P, CHEN I M. Stiffness modeling of flexure parallel mechanism [J]. *Precision Engineering*, 2005, 29:467-478.
- [18] 于靖军, 斐旭, 毕树生, 等. 柔性铰链机构设计方法的研究进展 [J]. *机械工程学报*, 2010, 46(13): 2-13.
- YU J J, PEI X, BI SH SH, *et al.*. State-of-arts of design method for flexure mechanisms [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(13): 2-13. (in Chinese)

作者简介:



胡俊峰(1978—),男,江西临川人,博士,讲师,2010年于华南理工大学获得博士学位,主要从事柔顺机构及振动控制研究。E-mail: hjfsuper@126.com



张宪民(1964—),男,河北涿州人,博士,教授,博士生导师,1993年于北京航空航天大学获博士学位,现为华南理工大学机械与汽车学院副院长,主要从事柔顺机构分析与设计、机器视觉和精密装备的振动控制方向研究。E-mail: zhangxm@scut.edu.cn