DOI: 10.3901/JME.2015.23.153

基于应力刚化效应的动态特性可调微动平台设计新方法*

杨志军^{1,2} 白有盾¹ 陈新¹ 王梦¹ 高健¹ 杨海东^{1,2}

(1. 广东工业大学微电子精密制造技术与装备教育部重点实验室 广州 510006;

2. 佛山市南海区广工大数控装备协同创新研究院 佛山 528225)

摘要: 针对现有基于柔性铰链的微动平台动态特性受材料特性、设计制造等误差影响,难以满足精密微动平台对动态响应(特别是可变频率操作)的高要求,基于应力刚化效应,提出了动态特性可调的微动平台设计新方法,推导预应力作用下一端固定一端导向梁的等效刚度和质量公式;基于对称布置假设,建立含有弹片式柔性铰链(下面简称弹片)组数(离散变量)和截面尺寸(连续变量)的离散连续变量复合优化模型,释放承载刚度约束,获得截面尺寸含有弹片组数变量的精确解系列,分析了给定预应力下不同弹片组数微动平台的承载刚度和频率调节范围,从而通过承载刚度约束和频率调节范围要求确定弹片组数。通过数值算例,验证了推导计算模型求解精度和所提设计方法的应用有效性。计算结果表明,与有限元分析结果相比,本模型的计算结果相对误差小于2%,实现了给定工作刚度、频率和承载刚度约束的微动平台最优结构设计。所提方法实现了刚度和频率大范围的调整,不但降低了加工精度要求,还为动态特性自适应匹配的智能微动平台提供一种实现途径。

关键词: 微动平台; 柔性铰链; 柔顺机构; 应力刚化; 智能平台

中图分类号: TG156

A New Design Method of Dynamic Characteristics Adjustable Micro Motion Stage Based on Tension Stiffening

YANG Zhijun^{1,2} BAI Youdun¹ CHEN Xin¹ WANG Meng¹ GAO Jian¹ YANG Haidong^{1,2}

(1. Microelectronics Precision Manufacturing Technology and Equipment Key Laboratory of Ministry of Education, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006;

2. Foshan Nanhai Guangdong Technology University CNC Equipment Innovation Institute, Foshan 528225)

Abstract: Since the dynamic characteristics of existing micro motion stage based on flexible hinge apt to be influenced by material properties, designing and manufacturing errors, it is difficult to meet the high demands of dynamic response for the precision micro motion (especially frequency variable operation). A new method is proposed to design the dynamic characteristics adjustable micro motion stage based on tension stiffening effect. In the procedure, formulas of the equivalent stiffness and mass of the one end clamped and one end guided beam under preload are deduced, and the discrete-continuous optimization model of the number of spring leaf type flexure hinge groups(discrete variables) and cross-section size(continuous variables) is established based on the assumption of symmetric layout, by release the payload stiffness constraint, the model is transformed to the analytic solution series of cross-section size with the function of the number of spring leaf type flexure hinge groups. The payload stiffness and frequency adjustment range of different number of spring leaf type of flexure hinge groups at a given preload are analyzed, and the number of spring leaf type flexure hinge groups is determined by the demands of payload stiffness and frequency adjustment range. Application cases show the accuracy and the effectiveness of the presented method. Compared with finite element analysis, the relative error is less than 2%, realizing the optimal design of micro motion stage at given working stiffness, frequency and payload stiffness. The proposed method achieves a wide adjustment range of the stiffness and frequency, not only reduces the machining precision requirements, but also provides an implementation of the intelligent micro motion stage with the dynamic characteristics adaptive matched.

Key words: micro motion stage; flexible hinge; complaint mechanism; tension stiffening; intelligent motion stage

* 国家自然科学基金(U1134004,50905033)、国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2011CB013104)、广东省自然科学基金(2015A030312008)、广州市科技计划(201510010281)和广东省科技计划(2013B010402014, 2012CXZD0020)资助项目。20141215 收到初稿, 20150604 收到修改稿

0 前言

柔顺机构通过构件弹性变形来实现力、运动、能量等的传递与转换,因具有体积小、无机械摩擦、无间隙、免润滑等优点而受到广泛的研究^[1],并发展起一门新兴的学科——柔顺机构学。柔性铰链被大量应用于柔顺机构的设计,在快刀伺服^[2-3]、宏微复合平台^[4]等精密工程领域得到广泛应用。常用的柔性铰链主要有两种类型:直梁型和圆弧型^[5-6]。直梁型柔性铰链的运动精度较高,但运动行程受到很大的限制,只能实现微小幅度的转动。圆弧型柔性铰链有较大的转动范围,但其运动精度较差,转动中心在转动过程中有明显的偏转。

目前,柔性机构的设计方法主要有基于伪刚体模型的设计方法和拓扑优化设计方法^[7-8]。其中,伪刚体模型的设计方法主要是研究各种柔性铰链的刚度公式推导^[9-10],获得解析模型用于指导柔性机构的设计。由于柔顺机构的设计实际上就是含有大变形关节的结构优化问题,而拓扑优化方法最能挖掘结构的潜能。ANANTHASURESH 等^[11]首先将结构力学上的拓扑优化方法引入到柔顺机构的设计中,这一思想将柔顺机构的拓扑结构与尺寸和形状优化统一起来。FRECKER 等^[12]考虑柔顺机构同时具有结构和机构的特点,以能量(互能-应变能)模型为基础建立多目标优化模型,实现构型综合与结构优化的统一。国内学者张宪民等^[13-15]采用拓扑优化对柔顺机构进行了大量的研究,获得了大量的创新机构。

研究表明,材料特性(弹性模量、密度等)、结构参数^[5, 16-17]和加工精度^[18-20]对柔性机构的动态性能有重要的影响。一方面,柔性铰链大多应用于精密位移输出场合,对动态特性要求极高,因此对材料、结构参数设计计算和制造精度都提出了极高的要求,大大增加了成本。另一方面,针对不同的工况,需要不同的机构动态特性与之匹配,因此需要微动平台应具有动态特性可调的能力。最后,由于柔性铰链主要靠局部变形来工作,存在应力集中,容易产生疲劳破坏。为了解决柔性铰链应力集中产生的疲劳寿命问题,发展了疲劳寿命设计方法^[6]。

应力刚化是指构件某方向的刚度随应力状态改变的特性,广泛应用于弦乐器中,用于调节乐器的音品(频率)。在微机电系统器件中,常常根据刚度、频率与预应力的关系来计算制造过程中产生的残余应力^[21-23],并通过算法来消除这一影响。

本文采用逆向思维,基于应力刚化效应提出了

动态特性可调的微动平台设计新方法,介绍了动态特性可调思想的由来,分析了预紧力作用下一端固定一端导向弹片的刚度和等效质量,并基于弹片组对称布局假设,建立了含有弹片组数(离散变量)与弹片截面尺寸(连续变量)的离散——连续变量复合优化模型,实现了微动平台的拓扑参数综合优化。将所提的方法应用到一维微动平台的优化设计中,获得了不同弹片组数下的最优截面尺寸参数,并探讨了各种情况下的承载刚度和频率调节范围,作为确定弹片组数的依据。本文的研究为动态特性可调的精密微动平台设计提供了理论支撑,也为智能平台的开发打下基础。

1 基于应力刚化效应动态特性可调设计思想由来

根据应力刚化效应,弹性物体被拉长或改变支撑位置时,其频率也随着改变。如在弦乐器中,改变张力和支撑位置会导致不同的频率。研究表明,弦的振动频率 f 与预应力 σ 、材料密度 ρ 、长度 l 的关系如下^[24]

$$f = \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho}} \quad (1)$$

可知,振动频率 f 与长度 l 成反比,与张紧应力 σ 与材料密度 ρ 比值的开方成正比。

基于应力刚化效应,作者发明了一种新型快刀伺服机构(图 1),主要是采用弹片式柔性铰链作为支撑和导向机构,并通过调节弹片的预应力来改变机构的刚度和固有频率。同时,通过调整作为驱动部件的压电陶瓷的安装位置,实现了微动机构位移放大倍数可调。

图 1 基于应力刚化效应的快刀伺服机构

经测试(图 2),在没有施加预应力前,快刀伺服机构的固有频率为 120 Hz,通过调节紧固螺母改变弹片张紧力,可将固有频率连续调节到 200 Hz,调节范围高达 67%。

图2 动态可调刀伺服机构的频率测试

然而, 放大机构中的圆弧形柔性铰链依然是疲劳寿命的瓶颈。微动平台的驱动部件通常为压电陶瓷或音圈电机, 压电陶瓷的行程可达上百微米, 音圈电机的行程可达 50 mm, 可以满足各种微进给运动的行程要求。因此, 可以取消放大机构以避免应力集中产生的疲劳破坏。通过对称布置的弹片式柔性铰链, 实现对工作刚度、频率和承载刚度的要求。

2 动态特性可调微动平台设计原理

为了实现精密动态位移输出, 微动平台最重要的力学性能指标是工作刚度和频率, 其次要保证一定的承载刚度。在设计中, 微动平台外形尺寸是产品要求, 必须保证。需要设计的是弹片组数 n , 弹片的截面宽度 w 和厚度 t 。其中, 弹片组数 n 的变化涉及拓扑变化, 宽度 w 和厚度 t 属于参数优化。

2.1 含有预紧力一端固定一端导向梁的刚度分析

由于应力刚化效应, 弹片的刚度由弯曲刚度和应力刚化引起的刚度两部分组成。

取单个弹片为研究对象, 相当于一端固定另一端导向的梁(图 3)。设竖向推力为 F_1 , 则由于弯曲变形引起的最大挠度 y_1 [25]

图3 一端固定一端导向梁的弯曲变形

$$y_1 = \frac{F_1 l^3}{12EI} \quad (2)$$

式中 E ——所用材料的弹性模量;
 I ——矩形梁的弯曲惯性矩。

$$I = \frac{wt^3}{12} \quad (3)$$

式中 t ——梁的厚度;

w ——梁的宽度。

因此, 由弯曲变形引起的刚度分量为

$$k_1 = \frac{F_1}{y_1} = \frac{Ewt^3}{l^3} = Ew \left(\frac{t}{l} \right)^3 \quad (4)$$

当弹片存在轴向拉应力时(图 4), 可简化为被张紧的弦来计算轴向应力引起的刚度[21]。假设轴向拉应力为

$$\sigma = \frac{N}{tw} \quad (5)$$

式中 N ——轴向方向的拉力;
 σ ——等效拉应力。

图4 一端固定一端导向梁在轴向张力 N 下的变形

在轴端施加竖向集中力 F_2 时, 梁产生挠度 y_2 。当梁弯曲为小挠度情况时, 垂直外力 F_2 与梁内拉应力在垂直方向的投影相等, 即

$$\left(N + \frac{EA\Delta}{l} \right) \sin \theta = F_2 \quad (6)$$

式中, Δ 是拉伸引起的伸长量, 小变形时, $\sin \theta \approx \theta$, 而 $\theta \approx \tan \theta = \frac{y_2}{l}$, 于是有

$$\left(N + \frac{EA\Delta}{l} \right) \frac{y_2}{l} = F_2 \quad (7)$$

当 N 远大于 $\frac{EA\Delta}{l}$ 时, 可以忽略式(7)中的 $\frac{EA\Delta}{l}$ 项, 有

$$N \frac{y_2}{l} = F_2 \quad (8)$$

则轴向拉应力引起的弹性刚度 k_2 为

$$k_2 = \frac{F_2}{y_2} = \frac{N}{l} = \sigma w \left(\frac{t}{l} \right) \quad (9)$$

由式(9)可见, 调节张力可以改变梁的应力, 从而改变弹片的刚度。由于上述过程中质量没有发生改变, 频率将因此改变。

2.2 弹性刚度的修正

在微动平台中, 工作刚度(记为 k_v)与负载刚度(记为 k_p)互相垂直, 因此, 将式(5)中的 t 和 w 互换, 即可得到负载刚度 k_p 。负载刚度通常比工作刚度大上百倍, 则 w 应是 t 的数十倍。第 2.1 节中讨论计算的弹性系数是针对欧拉细长梁建立的[22], 当梁的

宽厚比关系为 $w > 5t$ 时, 梁在载荷作用下呈现平面应力状态, 式(4)中的弹性模量实际上应为梁的平面模数 $\bar{E}$, 平面模数与弹性模量之间的关系为

$$\bar{E} = \frac{E}{1-\nu^2} \quad (10)$$

同理, 梁的伸长引起梁两个方应力的变化, 轴向应力

$$\bar{\sigma} = \varepsilon_x \bar{E} = \frac{\varepsilon_x E}{1-\nu^2} = \frac{\sigma}{1-\nu^2} \quad (11)$$

将修正后的弹性模量式(10)和应力式(11)分别代入式(4)、(9), 可以得到梁的总体刚度

$$k = k_1 + k_2 = \frac{E}{1-\nu^2} w \left(\frac{t}{l} \right)^3 + \frac{\sigma}{1-\nu^2} w \left(\frac{t}{l} \right) \quad (12)$$

2.3 弹片等效质量系数的确定

为了计算平台的弹性频率, 需要计算弹片的等效质量。考虑动能相等原则, 假设简谐振动的频率为 ω , 等效质量系数为 c , 导向端的等效动能应该与弹片整体的动能应相等, 则

$$c \frac{1}{2} \rho w t l (\omega y_l)^2 = \int_0^l \rho w t (\omega y(x))^2 dx \quad (13)$$

式中, $y(x) = \frac{F}{2EI} \left(\frac{x^3}{3} - \frac{lx^2}{2} \right)$ 为一端固定一端导向梁的弯曲变形挠度, 在导向端 $y_l = \frac{FL^3}{12EI}$, 对式(13)右端积分, 求得一端固定一端导向梁的等效质量系数为

$$c = \frac{13}{35} \quad (14)$$

2.4 弹片组数与截面尺寸综合优化

微动平台需要实现精密位移输出, 理想情况是在非工作方向没有变形, 因此, 优化设计的目标是保证工作刚度 k_v 和频率 f_v 下实现承载刚度 k_p 最大化。即

$$\begin{aligned} & \max(k_p) \\ & \text{s.t. } k_v = k_v^* \\ & f_v = f_v^* \end{aligned} \quad (15)$$

由于应力刚化后, 平台的频率和刚度都会提高, 因此, 在求解弹片组数和截面尺寸参数时可以先不考虑预应力的影响。

假设微动平台长为 L_s , 宽为 B_s , 平台可是实心, 或者拓扑优化后的最优结构。微动平台作假设如下: ① 相对于弹片来说, 微动平台是个刚体, 不考虑变形; ② 不管平台是实心还是非实心, 其质量

与平台的厚度 w 成正比, 比例系数为等效截面积, 如当平台为实心时, 比例系数 $\alpha = L_s B_s$; ③ 弹片对称并均匀布置在微动平台两侧, 每个弹片的截面尺寸一致, 其变形符合一端固定一端导向梁的变形函数。

在给定长、宽等产品设计尺寸后, 需要确定的参数就是弹片的组数 n 和截面尺寸(宽度 w 和厚度 t)。建立含有 n 组弹片的连续离散变量复合模型如下。

根据最大驱动力和最大行程要求, 可以确定工作刚度

$$\frac{2n\bar{E}wt^3}{l^3} = k_v \quad (16)$$

微动平台的质量由平台质量 $\alpha w \rho$ 、 $2n$ 个弹片的等效质量 $2cnltw\rho$ 和附加质量 m_0 (如音圈电机定子)组成, 根据工作频率要求, 可以得到

$$\frac{k_v}{m_0 + (2cnlt + a)w\rho} = (2\pi f_v)^2 \quad (17)$$

根据承载刚度要求, 可以得到

$$\frac{2n\bar{E}tw^3}{l^3} = k_p \quad (18)$$

式(16)、(18)联立, 得到

$$\frac{k_v}{k_p} = \left(\frac{t}{w} \right)^2 \Rightarrow t = w \sqrt{\frac{k_v}{k_p}} \quad (19)$$

由式(19)可以看到, 工作刚度与承载刚度与弹片的厚度 t 和宽度 w 之比的频率成正比。因此, 可以先不考虑承载刚度, 联立求解式(16)、(17), 可以得到含有弹片组数 n 的弹片截面参数, 即宽度 w 和厚度 t

$$t = l \left(\frac{\sqrt[3]{3H}}{3n\bar{E}F} - \frac{4D}{3H} \right) \quad (20)$$

$$w = \frac{-F}{4\pi^2 f_v^2 \rho (2cnlt + a)} \quad (21)$$

$$A = 192\pi^2 f_v^2 n^2 c^3 l^6 k_v \rho$$

$$B = 324\bar{E}\pi^2 a^2 f_v^2 m_0$$

$$C = -81\bar{E}a^2 k_v$$

$$D = \sqrt[3]{9}\pi^2 f_v^2 l^2 c k_v \rho n$$

$$F = 4\pi^2 f_v^2 m_0 - k_v$$

$$G = \frac{A+B+C}{\bar{E}F}$$

$$H = \sqrt[3]{\pi^2 f_v^2 n^2 \bar{E}^2 F^2 k_v \rho (\sqrt{G} - 9a)}$$

通过上述过程, 可以非常方便地建立微动平台的拓扑与参数综合优化模型, 并获得含有弹片组数

n 的截面参数 w 和 t 的满足工作刚度和频率的可行解系列。为确定弹片组数 n ，可由式(18)可以计算对应的承载刚度。将式(17)中的工作刚度 k_v 用 $2n$ 倍的式(12)替代，得到考虑应力刚化效应后的频率为

$$f_v' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_v + 2n \frac{\sigma}{1-\nu^2} w \left(\frac{t}{l}\right)}{m_0 + (2cnlt + a)w\rho}} \quad (22)$$

根据承载刚度和频率调节范围要求，选择不同的弹片组数 n ，可以得到满足工作刚度、工作频率和承载刚度的截面尺寸参数 w 和 t 。

3 应用示例

应用本文方法，设计有微动平台如图 5 所示。其中 1 为音圈电机定子，2 为音圈电机动子，3 为外框，4 为连接螺钉孔，5 为位移传感器，6 为微动平台，7 为弹片，8 为预紧螺栓。其中，外框 3、微动平台 6 和弹片长度等尺寸由产品要求指定。采用本文方法获得满足工作刚度、工作频率和承载刚度下的弹片组数 n 及截面尺寸 w 和 t ，并估算在给定预应力下的调整频率最大值。

图 5 基于应力刚化效应的一维微动平台

微动平台设计要求如下：承载部分为长度 $L_s=100\text{ mm}$ ，宽度 $B_s=50\text{ mm}$ ，厚度 $T_s=5\text{ mm}$ 的框架，拟设计的弹片长度 $l=50\text{ mm}$ 。驱动部件为音圈电机，最大驱动力 100 N ，要求最大行程达到 $100\text{ }\mu\text{m}$ ，工作频率 300 Hz ，音圈电机动子和平台连接的附加质量 0.02 kg ，要求负载刚度不小于 $100\text{ N}/\mu\text{m}$ ，

预应力 100 MPa 频率调节范围达 30% ，设计弹片组数 n 和对应的弹片截面尺寸 w 和 t 。所用材料为钢，弹性模量 210 GPa ，密度 $7\text{ }800\text{ kg}/\text{m}^3$ ，泊松比 0.33 。

应用本文方法开发的设计软件(图 6)，分别输入框架属性、平台属性、材料特性和力学性能要求，点击计算，就可以获得弹片组数 n 从 2 到 9 的截面参数 w 和 t ，并计算出给定预应力下的最大调节频率。

图 6 动态特性可调微动平台设计软件界面

分别将获得的弹片组数 n 从 2 到 5 的设计方案建立有限元模型，分析结果于表 1 中。以 $n=5$ 为例，考虑几何非线性的影响，计算驱动力为 100 N 下的变形(图 7)，得到工作刚度 k_v 。进行特征值分析得到工作频率 f_v (图 8)，并计算等效质量，施加预应力分析变形，并根据等效质量计算出对应预应力下频率 f_v' 。从表 1 可以看到，工作刚度、工作频率与调节后的频率计算结果最大相对误差分别为 1.52% ， 0.68% 和 0.41% 。承载刚度均大于设计标准，符合设计要求。

另外，从分析结果还可以看到，随着弹片组数 n 的增加，承载刚度 k_p 增大，同样预应力引起的刚度和频率调节范围也增加。用户可以根据承载能力和频率调节范围选择弹片的组数。例如，当需要施加 100 MPa 的预紧力，需要实现 20% 的频率调节范围，弹组数选 $n=3$ 。如果同时要满足承载刚度大于 200 倍的工作刚度，则取 $n=5$ 。此外，设计时，可以稍微降低刚度和频率的要求，产生的偏差可通过预应力的调节来补偿。

表 1 不同薄膜组数下的截面参数和频率调整范围

弹片组数 n	弹片厚度 t/mm	弹片宽度 w/mm	有限元计算工作刚度 $k_v/(\text{N}/\text{m})$	相对误差 (%)	有限元计算工作频率 f_v/Hz	相对误差 (%)	100 MPa 下的工作频率 f_v'/Hz		相对误差 (%)	承载刚度 $k_p/(\text{N}/\text{m})$
							本方法	有限元		
2	21.83	1.83	984 838.58	1.52	297.97	0.68	349.55	349.08	0.13	1.43×10^8
3	21.22	1.61	990 169.92	0.98	298.64	0.45	362.47	363.24	0.21	1.74×10^8
4	20.70	1.47	991 878.14	0.81	298.80	0.40	373.25	374.51	0.34	1.97×10^8
5	20.24	1.38	993 052.87	0.69	298.90	0.37	382.58	384.17	0.41	2.16×10^8

图 7 弹片组数 n 为 5 的变形(单位 mm) 图 8 弹片组数 n 为 5 的振动模式

4 结论

(1) 梁的残余应力问题长期以来都是以一个负面影响存在,很多研究是通过测量刚度和频率来消除残余应力影响,本文采用逆向思维,提出了基于应力刚化效应的动态特性可调的微动平台结构设计新方法,实现动态特性在一定范围内可调,避免了基于形状设计的柔性铰链动态特性受设计制造误差影响而提高加工精度的苛刻要求,降低了设计制造成本,提高了动态特性的适应性。

(2) 本文推导了一端固定一端导向预应力梁的刚度公式和等效质量系数,并根据弹片对称布置假设建立了微动平台工作刚度、工作频率和承载刚度含有弹片组数和截面参数的复合优化模型,通过承载刚度约束释放,获得了满足工作刚度和频率的含有弹片组离散变量的截面参数解析解系列,并通过频率调节范围和承载刚度要求选择弹片组数,实现了原有通过拓扑和参数综合优化才能实现的微动平台优化设计,为动态特性可调的微动平台设计提供了一个新思路 and 理论计算方法。

(3) 针对工况需求进行动态特性的匹配,符合智能制造的发展趋势,也是国家自然科学基金委 2010—2020 年机械工程学科发展战略的重要课题。

当然,机械动态特性的动态匹配是一个非常大的课题,还有许多工作需要研究,例如,针对频率和振幅变化的工况,动态特性和驱动信号以什么样的调节方式,才能够既快速实现信号的跟踪,又减少调整过程中的扰动?本文旨在抛砖引玉。

参 考 文 献

- [1] 于靖军,裴旭,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 Jingjun, PEI Xu, BI Shusheng, et al. State-of-arts of design method for flexure mechanisms[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(13): 2-13.
- [2] LIU Q, ZHOU X Q, XU P, et al. A flexure-based long-stroke fast tool servo for diamond turning[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012, 59(9-12): 859-867.
- [3] 李克天,陈新,陈新度,等. 一种刚度可调节的快刀伺服器[P]. CN201220078455.1, 2012-09-19.
LI Ketian, CHEN Xin, CHEN Xindu, et al. A kind of stiffness adjustable fast tool server[P]. CN201220078455.1, 2012-09-19.
- [4] FEI F, BAI X L, JU B F. Realization of two-axis macro-micro dual-driven system[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 130: 1200-1204.
- [5] 杨春辉. 直梁形柔性铰链结构参数对其刚度性能影响的分析[J]. 机械传动, 2010, 34(9): 17-19.
YANG Chunhui. Analysis of the influence of straight beam flexible hinge structure parameter on the stiffness[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(9): 17-19.
- [6] 张宪民,汪启亮. 柔顺机构疲劳可靠性及损伤识别研究进展[J]. 华南理工大学学报, 2012, 40(10): 190-197.
ZHANG Xianming, WANG Qiliang. The progress of research on damage identification and fatigue reliability of compliant mechanisms [J]. Journal of South China University of Technology, 2012, 40(10): 190-197.
- [7] NISHIWAKI S, FRECKER M I, MIN S, et al. Topology optimization of compliant mechanisms using the homogenization method[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1998, 42(3): 535-559.
- [8] WANG M Y, WANG X, GUO D. A level set method for structural topology optimization[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2003, 192(1): 227-246.
- [9] MENG Q, LI Y, XU J. A novel analytical model for flexure-based proportion compliant mechanisms [J]. Precision Engineering, 2014, 38(3): 449-457.
- [10] MENG Q, XU J, LI Y. Optimal design of proportion

- compliant mechanisms with corner-fillet flexure hinges[C]//Proceedings of the 13th IEEE International Conference on Nanotechnology, August 5-8, 2013, Beijing, China. IEEE, 2013: 460-465
- [11] ANANTHASURESH G K, KOTA S, KIKUCHI N. Strategies for systematic synthesis of compliant MEMS[C]// Proc of ASME Winter Annual Meeting Dynamic Systems & Control Division, Nov. 6-11 1994, Chicago, IL, USA, 1994, 2: 677-686.
- [12] FRECKER M I, ANANTHASURESH G K, NISHIWAKI S, et al. Topological synthesis of compliant mechanisms using multi-criteria optimization[J]. Journal of Mechanical Design, 1997, 119(2): 238-245.
- [13] 张宪民. 柔顺机构拓扑优化设计[J]. 机械工程学报, 2003, 39(11): 47-51.
ZHANG Xianming. The topology optimization design of compliant mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(11): 47-51.
- [14] 张宪民, 陈永健. 多输入多输出柔顺机构拓扑优化及输出耦合的抑制[J]. 机械工程学报, 2006, 42(3): 162-165.
ZHANG Xianming, CHEN Yongjian. Topology optimization and the inhibit of output coupling for multiple input -multiple output compliant mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(3): 162-165.
- [15] WANS Y, LUO Z. Design of compliant mechanisms of distributed compliance using a level-set based topology optimization method[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 110: 2319-2323.
- [16] 王纪武, 陈恳, 李嘉. 典型柔性铰链的结构参数对其刚度性能影响的研究[J]. 机器人, 2001, 23(1): 51-57.
WANG Jiwu, CHEN Ken, LI Jia. Study of geometrical parameters of typical flexible hinges' influence on its rigidity[J]. Robot, 2001, 23(1): 51-57.
- [17] 杨春辉, 刘平安. 圆弧型柔性铰链结构参数对其刚度性能的分析[J]. 机械设计与制造, 2008(9): 20-22.
YANG Chunhui, LIU Pingan. Analysis of geometrical parameters of circular arc flexible hinges' influence on its rigidity [J]. Machine Design & Manufacture. 2008(9): 20-22.
- [18] 沈剑英, 杨世锡, 周庆华, 等. 加工误差影响柔性铰链机构位移性能的有限元分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(7): 133-136.
SHEN Jianying, YANG Shixi, ZHOU Qinghua, et al. Finite element analysis of displacement performances of flexure hinge mechanism affected by machining errors[J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(7): 133-136.
- [19] 秦宇, 冯之敬. 直梁型柔性铰链制造误差对刚度性能影响的建模与分析[J]. 中国机械工程, 2008, 19(18): 2182-2185.
QING Yu, FENG Zhijing. Manufacture error of corner-fillet flexure hinge on the performance of the stiffness of theoretical modeling and analysis[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(18): 2182-2185.
- [20] 张续冲, 陈忠, 张宪民. 铰链加工误差影响柔顺平台耦合的分析[J]. 机械制造, 2012, 50(6): 47-50.
ZHANG Xuchong, CHEN Zhong, ZHANG Xianming. Analysis on hinge processing error affecting compliant platform coupled[J]. Machine Manufacture, 2012, 50(6): 47-50.
- [21] LIU C C, LIU C H. Analysis of nonlinear dynamic behavior of electrically actuated micro-beam with piezoelectric layers and squeeze-film damping effect [J]. Nonlinear Dynamics, 2014, 77(4): 1349-1361
- [22] 徐临燕, 栗大超, 刘瑞鹏, 等. 基于 AFM 的纳米梁杨氏模量和残余应力测量[J]. 仪器仪表学报, 2010, 31(1): 201-207.
XU Linyan, LI Dachao, LIU Ruipeng, et al. Measurement of Young's modulus and residual stress of nanobeam using AFM [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2010, 31(1): 201-207.
- [23] OSTERBERG P M, SENTURIA S D. M-TEST: A test chip for MEMS material property measurement using electrostatically actuated test structures[J]. Journal of Microelectromechanical Systems, 1997, 6(2): 107-118.
- [24] KNOBEL R. An introduction to the mathematical theory of waves [M]. Rhode Island: American Mathematical Soc., 2000.
- [25] HOWELL L L. Compliant mechanisms[M]. New York: John Wiley & Sons, 2001.

作者简介: 杨志军, 男, 1977 年出生, 教授。主要研究方向为机械系统动力学。

E-mail: yangzj@gdut.edu.cn

陈新(通信作者), 男, 1960 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为结构优化设计。

E-mail: chenx@gdut.edu.cn