

## 一种低耦合位移动镜支撑机构静动态性能分析

肖前进<sup>1,2</sup>, 贾宏光<sup>1</sup>, 韩雪峰<sup>1</sup>, 席睿<sup>1,2</sup>

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;

2. 中国科学院大学, 北京 100049)

**摘要:** 为控制 FTIR 光谱仪中迈克尔逊干涉仪的动镜做一维的精密直线运动, 研究了一种低耦合位移的动镜支撑机构。利用单平行和双平行四杆机构的优点, 基于柔性铰链设计了一种动镜支撑机构。根据材料力学及机构动力学理论, 对基于压电陶瓷(PZT)驱动器驱动的动镜支撑机构系统的静、动态性能进行了分析。仿真结果表明, 低耦合位移动镜支撑机构在外力对称作用时无垂直耦合位移, 在外力偏移 1 mm 非对称作用时其耦合转角的数量级(以度为单位)为  $10^{-6}$ ; 在输出相同位移时, 动镜机构的最大应力约为双平行四杆机构的 0.5 倍; 动镜机构的基频  $f$  为 211.3 Hz, PZT 驱动器和动镜机构构成的机电系统的固有频率  $f_n$  为 823.7 Hz,  $f_n$  约为  $f$  的 4 倍, 满足动镜支撑机构系统的动态性能要求。该研究为后续的进一步研究打下了基础, 具有一定的工程价值及理论指导意义。

**关键词:** FTIR 光谱仪; 动镜支撑机构; 柔性铰链; PZT 驱动器

**中图分类号:** TH744.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-2276(2013)04-0975-07

## Performance analysis of a kind of moving reflector's mechanism with small coupling displacement

Xiao Qianjin<sup>1,2</sup>, Jia Hongguang<sup>1</sup>, Han Xuefeng<sup>1</sup>, Xi Rui<sup>1,2</sup>

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

**Abstract:** A kind of moving reflector's mechanism with small coupling displacement was studied to control the reflector's movement of Michelson interferometer in FTIR spectrometer. On the basis of a single and double parallel four-bars mechanisms, the moving reflector's mechanism was created by employing flexure hinges. And the static and dynamic characteristics of the mechanism system driven by piezoelectric ceramic (PZT) actuator were analyzed. The results reveal that there is no coupling displacement produced with the mechanism when force is symmetrical, while the coupling angle of the mechanism is small to  $10^{-6}$ (in degrees) when force is unsymmetrical, and that the maximum stress of the mechanism is about 0.5 times lower than that of double parallel four-bars mechanism at the same output displacement. Moreover, the natural frequency  $f_n$  of the electromechanical system composed of PZT actuator and the mechanism is 4 times higher than the fundamental frequency  $f$  of the mechanism, which

收稿日期: 2012-09-05; 修订日期: 2012-10-09

基金项目: 中国科学院知识创新工程国防科技创新重要方向项目(YYYJ-1122);

中国科学院长春光学精密机械与物理研究所三期创新工程资助项目

作者简介: 肖前进(1986-), 男, 博士生, 主要从事精密机械设计 & 优化方面的研究。Email: xiaoqj1986@gmail.com

导师简介: 贾宏光(1971-), 男, 研究员, 博士生导师, 博士, 主要从事微机械与精密机械等方面的研究。Email: jiahg@ciomp.ac.cn

meets the requirement of dynamic performance. The study will provide a basis and some valuable theoretical guidance for future research.

Key words: FTIR spectrometer; moving reflector's mechanism; flexure hinges; PZT actuator

## 0 引言

傅里叶变换红外光谱仪 (简称 FTIR 光谱仪) 是 70 年代发展起来的一种典型的干涉型的红外光谱仪, 广泛应用于各个领域<sup>[1]</sup>, 具有十分重要的发展前景。研制 FTIR 光谱仪的关键技术之一就是要研制迈克尔逊干涉仪的动镜支撑机构, 控制动镜只能在光束方向上来回做一维的精密直线运动, 而不允许其他方向上的运动<sup>[2]</sup>。

柔性铰链机构作为近年来发展起来的一种新型的微位移机构<sup>[3]</sup>, 其通过柔性铰链的柔性变形来传递运动, 具有无滑动摩擦、无迟滞和运动灵敏度高等优点, 能够实现毫米、微米甚至纳米级的高精度运动。再利用平行四杆机构<sup>[4]</sup>所具有的良好导向性能, 柔性铰链机构能够满足动镜支撑机构的设计需求, 也是学者们广泛采用的一种的机构<sup>[5]</sup>。

由于单平行四杆机构<sup>[6]</sup>在原理上不能消除垂直耦合位移, 而双平行四杆机构<sup>[7]</sup>虽不会产生耦合位移, 但因其存在较大变形应力, 会降低动镜机构的使用寿命。因此, 文中利用单平行和双平行四杆机构的优点, 基于柔性铰链设计了一种动镜支撑机构, 并对由 PZT 驱动器驱动和柔性铰链机构导向的动镜支撑机构系统的静、动态特性进行了研究, 为后续的工作打下了基础。

## 1 柔性铰链结构设计

### 1.1 常用柔性铰链的形状及性能比较

柔性铰链是一种具有特定几何形状的结构, 常用单轴柔性铰链的结构形状主要有圆弧形<sup>[8]</sup>、椭圆形<sup>[9]</sup>和倒圆角形<sup>[10]</sup>, 如图 1 中(a)~(c)所示。

为比较以下三种常用柔性铰链的性能, 利用有限元分析软件 ABAQUS 对它们分别进行了有限元静力分析及在约束条件下的模态分析, 其材料、边界条件和载荷均相同。图 1 中, 柔性铰链的结构参数为  $l_0=4\text{ mm}$ ;  $t=2\text{ mm}$ ;  $b=5\text{ mm}$ ;  $h=5\text{ mm}$ ;  $l=10\text{ mm}$ , 材料选用 Qbe2, 左端面固定, 右端面沿  $y$  轴方向施加载荷  $50\text{ N}$ , 数值仿真分析结果如图 2 所示。

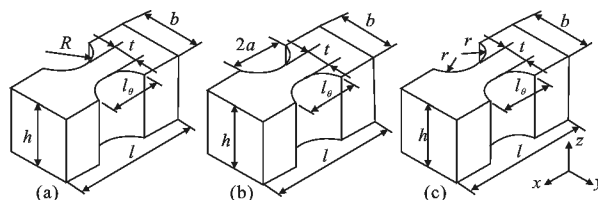


图 1 常用柔性铰链的结构形状

Fig.1 Several shapes of flexure hinges

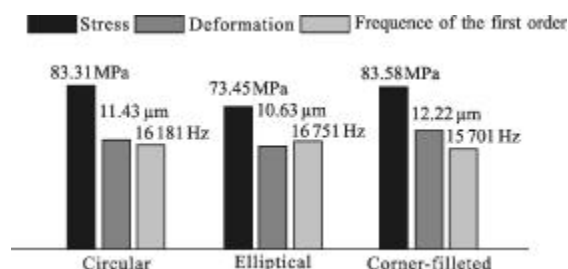


图 2 几种常用柔性铰链形状的性能比较

Fig.2 Performances of several flexure hinges

从图 2 中可以看出, 在相同仿真条件下, 三种柔性铰链的最大应力值、最大变形值及第一阶模态频率值都比较接近, 即三种柔性铰链的性能接近。考虑到人们最为关心的是柔性铰链的变形及其固有频率, 以及圆弧形的柔性铰链更加容易设计加工, 所以选用圆弧形柔性铰链进行研究。

### 1.2 圆弧形柔性铰链结构设计

图 3 中, 圆弧形柔性铰链主要有 3 个参数, 分别是最小厚度  $t$ 、圆弧半径  $R$  和宽度  $b$ 。由于人们最为关心的是柔性铰链的变形, 因此柔性铰链的结构设计实质是确定其刚度。

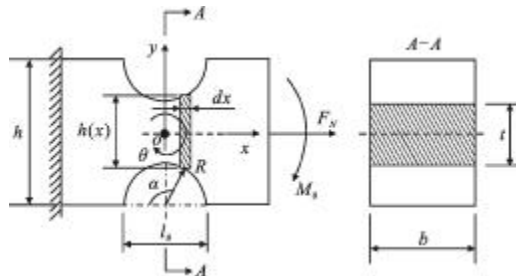


图 3 圆弧形柔性铰链的结构设计

Fig.3 Structural design of circular flexure hinge

### 1.2.1 转角刚度的计算

在弯矩  $M_\theta$  的作用下,柔性铰链的转角变形是由多个微段  $dx$  的弯曲变形累积的结果。若  $E$  为材料的弹性模量,  $I(x)$  为截面距,  $\rho$  为曲率半径,则根据材料力学理论和数学上的曲率半径公式,可得关系式:

$$\frac{M_\theta}{EI(x)} = \frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} \quad (1)$$

由于柔性铰链在使用时变形很小,可得  $dy/dx \ll 1$ ,并考虑到其转角  $\theta$  很小,则有

$$\theta \approx \tan \theta = \frac{dy}{dx} = \int_{-R}^R \frac{M}{EI(x)} dx \quad (2)$$

图3中,柔性铰链的厚度  $h(x)$  是变化的,其值为  $h(x) = 2R + t - 2R\sin\alpha$ ,其相应的截面距为  $I(x) = b(2R + t - 2R\sin\alpha)^3/12$ 。将几何关系式  $dx = R\sin\alpha d\alpha$ ,代入公式(2),得:

$$\theta = \frac{1.5M_\theta}{EbR^2} = \int_0^\pi \frac{\sin\alpha}{(1 + 0.5t/R - \sin\alpha)^3} d\alpha \quad (3)$$

公式(3)即为圆弧形柔性铰链的转角公式。

于是,柔性铰链的转角刚度  $k_\theta$  为:

$$k_\theta = \frac{M_\theta}{\theta} = \frac{EbR^2}{1.5} f_\theta^{-1} \quad (4)$$

式中:  $f_\theta = \int_0^\pi \frac{\sin\alpha}{(1 + 0.5t/R - \sin\alpha)^3} d\alpha$ ,且  $f_\theta$  的大小只与比值  $t/R$  有关。

### 1.2.2 拉伸(或压缩)刚度的计算

图3中,柔性铰链的横截面面积  $A(x)$  沿  $x$  方向是连续变化的。根据材料力学理论,柔性铰链在轴力  $F_N$  作用下的伸长量  $\Delta l_\theta$  为:

$$\Delta l_\theta = \int_{-l_\theta}^{l_\theta} \frac{F_N}{EA(x)} dx \quad (5)$$

其中,  $A(x) = bh(x) = b(2R + t - 2R\sin\alpha)$ 。

将几何关系式  $dx = R\sin\alpha d\alpha$ ,代入公式(5),化简并整理,得:

$$\Delta l_\theta = \frac{0.5F_N}{Eb} \int_0^\pi \frac{\sin\alpha}{1 + 0.5t/R - \sin\alpha} d\alpha \quad (6)$$

即为圆弧形柔性铰链的伸长量公式。

因此,柔性铰链的拉伸(或压缩)刚度  $k_l$  为:

$$k_l = \frac{F_N}{\Delta l_\theta} = \frac{2Eb f_l^{-1}}{\Delta l_\theta} \quad (7)$$

式中:  $f_l = \int_0^\pi \frac{\sin\alpha}{1 + 0.5t/R - \sin\alpha} d\alpha$ ,且  $f_l$  的大小亦只与比

值  $t/R$  有关。

根据公式(4)和(7),利用软件 MATLAB 进行编程,便可求解出柔性铰链的转角刚度和拉伸刚度。

### 1.2.3 参数 $t$ 、 $R$ 、 $b$ 对刚度的影响

由公式(4)和(7)可知,在材料一定的条件下,柔性铰链的刚度  $k_\theta$  和  $k_l$  都只与参数  $t$ 、 $R$ 、 $b$  相关。利用 MATLAB 软件编程进行灵敏度分析(如图4),可得到这3个参数对  $k_\theta$  和  $k_l$  的影响程度分别是:  $t$  最大、 $R$  次之、 $b$  最小,且在相同参数条件下。

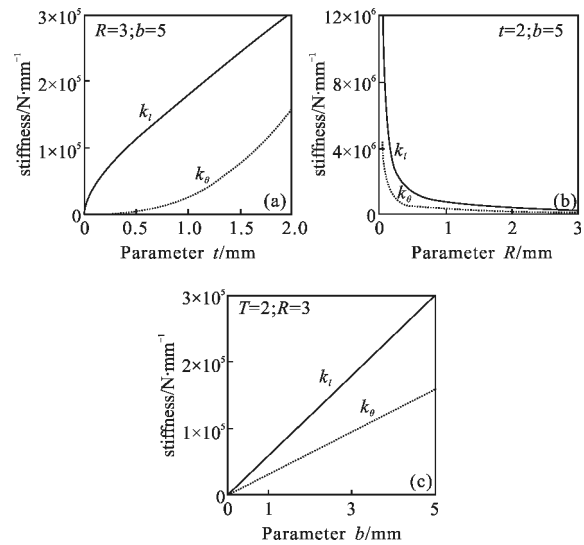


图4 柔性铰链结构参数对其刚度的影响

Fig.4 Sensitivity of parameters to stiffness for flexure hinge

## 2 动镜支撑机构设计及其静动态特性分析

### 2.1 低耦合位移动镜支撑机构设计

单平行四杆机构(图5(a))的最大缺点是存在垂直耦合位移,所有基于单平行四杆机构为基础设计的动镜支撑机构都不可避免地会影响动镜定位精度。而双平行四杆机构(图5(b))虽因结构对称在理论上消除了垂直耦合位移,但存在较大变形应力,影响动镜机构

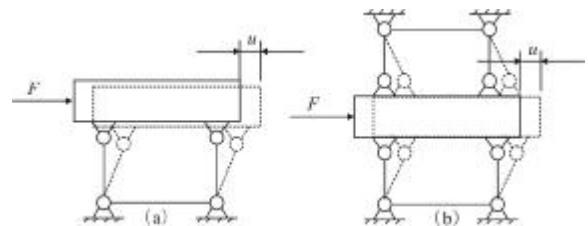


图5 单平行四杆机构和双平行四杆机构

Fig.5 Single and double parallel four-bars mechanism

的使用寿命。因此,在继承单平行和双平行四杆机构优点的基础上,设计了一种原理上无耦合位移、结构上低变形应力的动镜支撑机构,如图 6 所示。

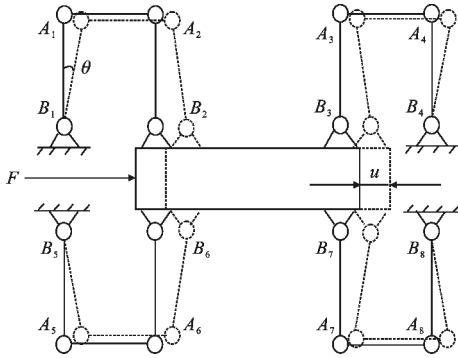


图 6 一种低耦合位移的动镜支撑机构

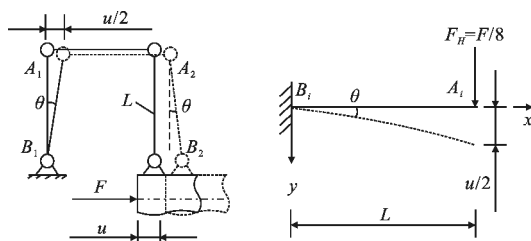
Fig.6 A kind of moving reflector's mechanism with small coupling displacement

低耦合动镜机构在结构上是对称的,所有转动连杆的长度均相等,即  $A_iB_i=L(i=1,2,\dots,8)$ ,每个柔性铰链的变形均相同,并且其垂直耦合位移因上、下两个平行四杆机构中柔性铰链的拉伸变形而消除。又由于存在左、右柔性铰链的弯曲变形,使上、下四个四杆机构中柔性铰链的拉伸和弯曲变形减小到了原来的一半,从而降低了该机构的变形应力。

## 2.2 动镜支撑机构的静态特性分析

### 2.2.1 外力 F 对称作用

当外力 F 对称作用时,各个柔性铰链主要受到横力弯曲作用。根据动镜支撑机构的结构对称特点,动镜机构不会产生垂直耦合位移。图 7 中,取图(a)所示的部分结构进行研究,不失一般性。假设外力 F 所



(a) 部分模型

(b) 等效模型

(a) Partial model

(b) Equivalent model

图 7 外力 F 对称作用时动镜机构的静态特性分析模型

Fig.7 Static analysis model of the mechanism when force is symmetrical

作的功全部转化为了柔性铰链的弹性势能,根据能量守恒定律,可求得 F 为:

$$F = 8k_\theta \theta^2 / u \quad (8)$$

当动镜支撑平台移动位移为 u 时,平板  $A_1A_2$  在该方向上平移的距离为  $u/2$ 。又由于每个柔性铰链的转角  $\theta$  ( $\theta$  很小) 均相同,所以有

$$\theta \approx \tan \theta = \frac{u}{2L} \quad (9)$$

将公式(4)和(9)代入到公式(8),可得到外力 F 的大小为:

$$F = \frac{4EbR^2u}{3L^2} f_\theta^{-1} \quad (10)$$

柔性铰链可视为变矩形截面梁结构,根据材料力学理论,横力  $F_H$  弯曲时其最大应力为:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_\theta}{W_{\min}} = \frac{LF_H}{bt^2/6} \quad (11)$$

将  $F_H = F/8$  和公式(10)代入公式(11),得:

$$\sigma_{\max} = \frac{ER^2u}{t^2L} f_\theta^{-1} \quad (12)$$

由于  $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$ , 所以动镜机构最大位移为:

$$u_{\max} = \frac{t^2Lf_\theta}{ER^2} [\sigma] \quad (13)$$

### 2.2.2 外力 F 非对称作用

当外力 F 偏移中心线距离为 w 非对称作用时,根据力的等效原则,动镜支撑平台除了受外力 F 对称作用外还受到一个附加力矩  $M_w$  的作用,其大小为  $M_w = FW$ 。因此,每个柔性铰链除了受到横力  $F_H$  弯曲作用外还会受到一个轴力  $F_N$  的拉伸或压缩作用,见图 8。

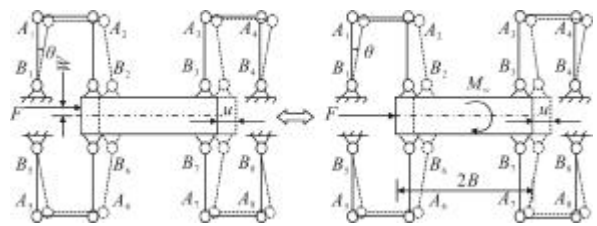


图 8 外力 F 非对称作用时动镜机构静态特性分析模型

Fig.8 Static analysis model of the mechanism when force is unsymmetrical

由图可知,当动镜支撑平台的长度为 2B 时,则轴力的大小为:

$$F_N = \frac{M_w}{4B} = \frac{FW}{4B} \quad (14)$$

假设连杆  $A_iB_i(i=1,2,\dots,8)$  拉伸(或压缩)量  $\Delta l_\theta$  的大小均相等,联立公式(7)和(14),有:

$$\Delta l_{\theta} = \frac{Fw}{8EbB} f_l \quad (15)$$

由于连杆的拉伸及压缩,会导致动镜支撑平台转动一个角度  $\varphi$ 。因  $\varphi$  很小,代入公式(10),所以有

$$\varphi \approx \tan \varphi = \frac{\Delta l_{\theta}}{B} = \frac{R^2}{6L^2 B^2} \frac{f_l}{f_{\theta}} uw \quad (16)$$

由此可知,在结构一定时,动镜支撑平台的转角  $\varphi$  只与其输出位移量  $u$  和载荷偏移量  $w$  有关。利用 MATLAB 软件进行编程,可得到非对称外力作用下动镜支撑平台的转角  $\varphi(u, w)$  的关系曲面图,如图 9 所示。

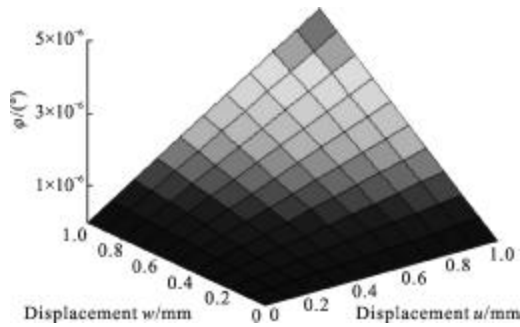


图9 外力非对称作用时动镜支撑平台的转动角度

Fig.9 Rotatory angle of the mechanism when force is unsymmetrical

图中可以看出,动镜支撑平台转角(以度为单位)的数量级为  $10^{-6}$  很小,这说明在安装误差及使用范围内附加力矩不会对动镜支撑平台造成转动,即能相对有效地控制动镜机构到一维来使用。

## 2.3 动镜支撑机构的动态特性分析

### 2.3.1 动镜机构的等效刚度及固有频率

将每个柔性铰链等效为扭转刚度为  $k_{\theta}$  的扭簧。假设只考虑平台的质量  $m$ ,若动镜支撑平台机构的等效刚度为  $k_{eq}$ ,根据等效原则,则有:

$$\frac{1}{2} k_{eq} u^2 = 16 \times \frac{1}{2} k_{\theta} \theta^2 \quad (17)$$

并联立(9),化简并整理,得:

$$k_{eq} = 4k_{\theta}/L^2 \quad (18)$$

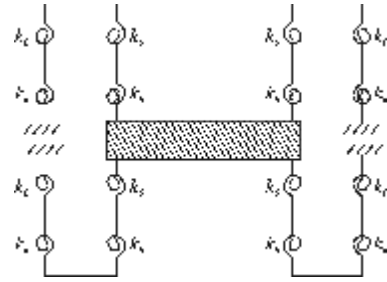
从而,可得动镜机构的固有频率  $f$  为:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}} = \frac{1}{\pi L} \sqrt{\frac{k_{\theta}}{m}} \quad (19)$$

### 2.3.2 PZT 驱动器电枢回路的电压平衡方程

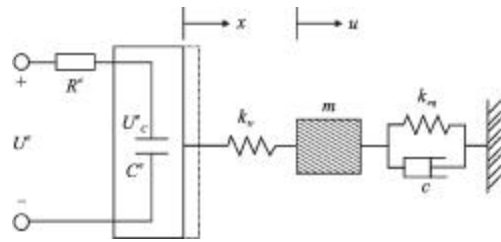
动镜支撑平台系统可简化为质量-弹簧-阻尼的二阶系统,采用德国某型号的 PZT 驱动器进行驱动,如图 10 所示图(b)即为该系统的机电耦合模型。其中,  $c$  表示系统的粘性阻尼系数,  $k_r$  表示 PZT 驱动器的刚度,  $R^e$ 、 $C^e$  分别表示 PZT 驱动器的电阻和等效电容,  $U^e$ 、

$U_c^e$  分别表示 PZT 驱动器的输入电压和等效电容电压。



(a) 计算等效刚度

(a) Calculating equivalent stiffness



(b) 机电耦合模型

(b) Electromechanical coupling model

图10 动镜支撑平台机构的简化模型

Fig.10 Simplified model of the moving reflector's mechanism

在电子学方面,电枢回路的电压平衡方程为:

$$U^e = RC \frac{dU_c^e}{d\tau} + U_c^e \quad (20)$$

式中:  $\tau$  表示时间。

对于 PZT 驱动器,其输出位移  $x$  与等效电容电压  $U_c^e$  的平方成正比关系,即:

$$x = c_m U_c^{e2} \quad (21)$$

式中:  $x_m$  是与压电驱动器紧密相关的常数。

联立公式(20)和(21),令  $x_m = c_m U_c^{e2}$ ,化简并整理,得:

$$x = x_m \left( 1 - 2e^{-\frac{1}{RC}\tau} + e^{-\frac{2}{RC}\tau} \right) \quad (22)$$

该式表明,PZT 驱动器在加上阶跃电压  $U^e$  后要经过一段时间的延迟才能达到稳定输出的位移  $x_m$ ,延迟时间一般为  $(3 \sim 5)\tau^e$ ,  $\tau^e = RC$  为电路时间常数。

### 2.3.3 动镜支撑平台系统的运动微分方程

在机械方面,系统的运动微分方程为:

$$m \frac{d^2 u}{d\tau^2} + c \frac{du}{d\tau} + (k_r + k_{eq})u = k_r x \quad (23)$$

当动镜支撑平台的输入位移  $x(\tau)$  为阶跃输入时,此时的位移响应  $u(\tau)$  为:

$$u = u_m \left[ 1 - \frac{\exp(-\xi \omega_h \tau)}{\sqrt{1-\xi^2}} \sin \left( \omega_d \tau + \arctan \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi} \right) \right] \quad (24)$$

式中:  $u_m = \frac{k_r}{k_r + k_{eq}} x$ ;  $\omega_h = \sqrt{(k_r + k_{eq})/m}$  为系统的无阻尼固有频率;  $\omega_d = \omega_h \sqrt{1-\xi^2}$  为阻尼固有频率;  $\xi = c/(2m\omega_h)$  为阻尼比,  $0 < \xi < 1$ 。

由公式(24)可知,动镜支撑平台系统也要经过一定时间的衰减振荡才能稳定地输出位移  $u_m$ 。图 11 中,其阶跃响应曲线如图(b)所示。

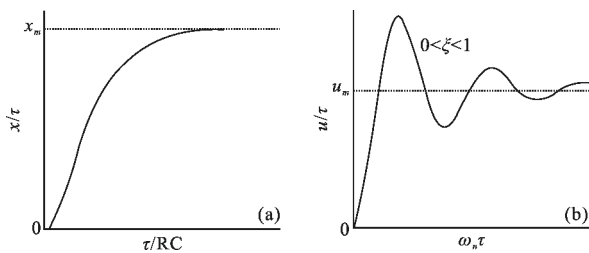


图 11 动镜支撑系统的阶跃响应曲线

Fig.11 Step response curve of the mechanism system

### 3 有限元仿真分析及结果讨论

设计中采用三维建模软件 UG 进行建模,并利用有限元分析软件 ABAQUS 对动镜支撑机构进行仿真分析。圆弧形柔性铰链的主要参数为  $t=2\text{ mm}$ ;  $R=3\text{ mm}$ ;  $b=40\text{ mm}$ ,其材料选用铍青铜。

#### 3.1 有限元实体模型

对动镜机构进行单元离散化时,单元类型选择八节点六面体减缩积分单元 C3D8R,离散后的动镜机构被划分为 281 220 个单元、318 298 个节点,如图 12 所示。动镜机构的边界条件及载荷条件的施加见图6。

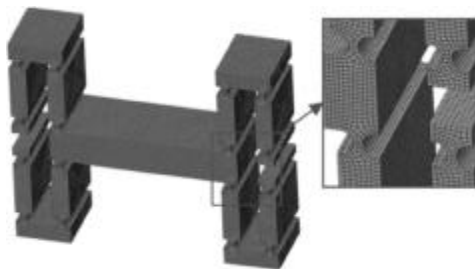


图 12 动镜支撑机构的有限元模型

Fig.12 FEA model of the moving reflector's mechanism

#### 3.2 有限元静力学仿真分析

通过有限元仿真分析,得到了驱动力作用下动镜机构的应力结果(如图 13)。结果表明,最大应力发生

在各个柔性铰链的最小厚度处。当  $u=2\text{ mm}$  时,动镜机构和双平行四杆机构的最大应力分别是 621.3 MPa 和 1258 MPa,即前者的应力值约为后者的 0.5 倍,显然前者满足许用应力要求而后者不满足,这说明在相同结构参数及材料条件下动镜机构能够输出的最大位移量是双平行四杆机构的 2 倍。另外,从图 13(b)中可以看出,动镜机构最大应力的仿真曲线与理论曲线基本吻合,证明了理论分析的正确性。

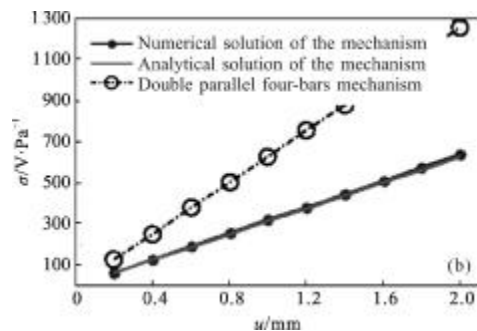
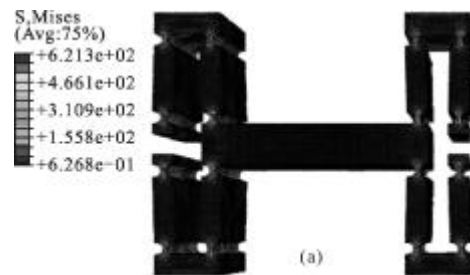


图 13 动镜支撑机构的应力仿真结果

Fig.13 Simulated results of stress of the mechanism

#### 3.3 有限元模态分析

为保证动镜支撑机构系统具有良好的动态特性及抗干扰能力,需避免动镜支撑机构系统在谐振频率附近工作。因此,需要对动镜机构进行模态分析,并与系统的固有频率的进行比较,以避免共振。

图 14 中,图(a)~(f)为动镜机构的前六阶模态振型及频率的仿真结果。根据公式(20)计算得到动镜机构的基频  $f=211.3\text{ Hz}$ ,与动镜机构的基频  $f_1=233.2\text{ Hz}$  相比,其误差为 9.4%在允许的误差范围内。已知所用 PZT 驱动器的刚度  $k_r=50\text{ N}/\mu\text{m}$ ,可计算出系统的固有频率  $f_n=823.7\text{ Hz}$ ,  $f_n/f \approx 4$ ,避免了系统的共振发生,说明所构造的动镜支撑机构系统具有良好的动态性能。图 15 为动镜支撑机构的结构图。

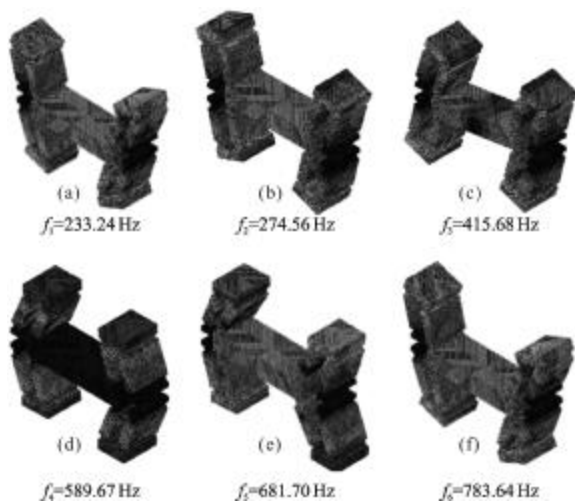


图14 动镜支撑机构的前六阶模态振型及频率

Fig.14 Front six modal shapes and frequencies of the mechanism

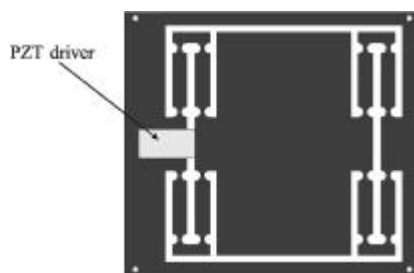


图15 动镜支撑机构的结构图

Fig.15 Structure of the moving reflector's mechanism

## 4 结 论

为控制FTIR光谱仪中迈克尔逊干涉仪的动镜做一维的精密直线运动,基于平行四杆机构的良好导向性能,对低耦合位移动镜支撑机构的静、动态特性进行了研究。通过研究,可得出以下几点结论:

(1) 由结果可知,当外力对称作用时,动镜支撑机构不会产生垂直耦合位移;当外力作用点偏移1 mm非对称作用时,动镜平台的转角很小,其数量级(以度为单位)为 $10^{-6}$ ,说明附加力矩对动镜机构造成的耦合转角很小,即能有效地控制动镜做一维直线运动。

(2) 由结果比较可知,在输出相同位移时,动镜机构的最大应力约为双平行四杆机构的0.5倍,这说明在相同结构参数和材料条件下前者能够输出的位移量是后者的2倍,即前者性能要优于后者。

(3) 动镜机构的基频 $f$ 为211.3 Hz,动镜机构和

PZT驱动器构成的机电系统的固有频率 $f_n$ 为823.7 Hz, $f_n$ 约为 $f$ 的4倍,说明所构造的动镜支撑平台系统具有良好的动态性能。

研究中未考虑动镜机构重力的影响,未对柔性铰链的结构参数进行优化,下一步要对其继续开展深入研究,文中所做的工作为后续的进一步研究打下了基础,具有一定的工程价值及理论指导意义。

## 参考文献:

- [1] Gong Hai mei, L iu Dafu. Development and trends in spaceborne infrared detectors [J]. Infrared and Laser Engineering, 2008, 37(1): 18-24. (in Chinese)
- [2] Liu Hua, Liu Weiqi, Feng Rui, et al. Noval design and analysis of a flexible mechanism of moving mirror [J]. Infrared and Laser Engineering, 2012, 41(1): 184-189. (in Chinese)
- [3] Yu Jingjun, Fei Xu, Bi Shusheng, et al. State-of-arts of design method for flexure mechanisms [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(13): 2-11. (in Chinese)
- [4] Zhen Gao, Dan Zhang. Flexure parallel mechanism: Configuration and performance improvement of a compact acceleration sensor[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2012, 4: 031002/1-031002/10.
- [5] Lin Xuesong, Wang Shurong, Li Futian. Design and investigation of the precision scans structure of space infrared FTS[J]. Optics and Precision Engineering, 2005, 13(6): 691-696. (in Chinese)
- [6] Yang Xuefeng, Li Wei, Wang Yuqiao, et al. Output displacement anlysis of single parallel four-bar mechanism with right angle flexure hinge [J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2009, 7(4): 346-350. (in Chinese)
- [7] Shen Jianying, Yang Shixi, Zhou Qinghua, et al. Finite element analysis of displacement performance of flexure hinge mechanism affected by machine errors [J]. Transaction of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2007, 38(7): 133-136. (in Chinese)
- [8] Paros J M, Weisbord L. How to design flexure hinges [J]. Machine Design, 1989, 37: 151-156.
- [9] Zhou Xiaolin, Cui Changcai, Fan Wei, et al. Computation and analysis of the three models of flexure hinge[J]. Journal of Mechine Design, 2011, 28(5): 5-9. (in Chinese)
- [10] Lobontiu N, Paine J, Garcia E, et al. Corner-filletted flexure hinges [J]. ASME J of Mechanical Design, 2001, 123(3): 346-352.