

文章编号 1004-924X(2009)07-1594-08

超静定并联式六维力传感器动力学

侯雨雷¹, 曾达幸¹, 姚建涛¹, 孙凤龙², 赵永生¹

(1. 燕山大学 机械工程学院, 河北 秦皇岛 066004;

2. 宝山钢铁股份有限公司钢管厂, 上海 201900)

摘要:提出了一种新型的基于 Stewart 平台的超静定并联式六维力传感器结构, 并对其进行了动力学理论分析和有限元仿真研究。描述了该传感器相对于经典 Stewart 平台六维力传感器所具有的结构特点; 利用有限元法, 采用位移协调和力平衡条件建立了传感器弹性动力学理论模型, 依此模型进行数值分析, 绘制了固有频率与各结构参数间变化关系曲线; 并利用 ANSYS 软件建立了传感器有限元模型, 进行了振动模态分析, 得到其固有频率和振型。研究内容为深入开展六维力传感器的弹性动力学分析与综合及动态优化设计奠定了基础。

关键词:六维力传感器; Stewart 平台; 动力学; 有限元法

中图分类号: TP212.12 **文献标识码:** A

Dynamics of hyperstatic parallel six-component force sensor

HOU Yu-lei¹, ZENG Da-xing¹, YAO Jian-tao¹, SUN Feng-long², ZHAO Yong-sheng¹

(1. *College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China;*

2. Baosteel Co., Ltd., Shanghai 201900, China)

Abstract: A novel structure of hyperstatic parallel six-component force sensor based on the Stewart platform was proposed, and its theoretical dynamics analysis and finite element simulation were performed. The structure feature of the sensor was described in comparison with the classical Stewart platform-based six-component force sensor. By using the finite element method, the elastic dynamics theoretical model of the sensor was established based on the conditions of displacement consistency and force balance. According to this model, the numerical analysis was carried out, and the variety relationship curves between the natural frequencies and the structural parameters are plotted. By using a ANSYS software, the finite element model of the sensor was built to analyze the vibration modal of the sensor, and the natural frequencies and the vibration modes were obtained. The research results establish the foundation for the further dynamics analysis and synthesis of the sensor and the dynamic optimization design of the sensor.

Key words: six-component force sensor; Stewart platform; dynamics; finite element method

收稿日期: 2008-07-29; 修订日期: 2008-10-09.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 50575192); 河北省自然科学基金资助项目 (No. E2007000349)

1 引言

作为获取信息的重要工具,传感器在工业生产、国防建设和科学技术领域发挥着举足轻重的作用,已成为研究和开发的热点。传感器技术是现代信息技术的三大支柱之一。在所有的传感器中,力传感器是最基本的一种,而六维力传感器以其能够感知外力和外力矩的全部信息而成为最重要的一类传感器。六维力传感器可用于监测方向和大小不断变化的力(如风洞测试实验)以及测量加速度或惯性力等,广泛应用于精密装配、自动磨削、轮廓跟踪、双手协调、零力示教等作业中,同时在机器人、航空航天、机械加工及汽车等行业中也有重要的应用价值。

Stewart 平台结构六维力传感器由各弹性构件通过球面副与上下平台连接而成,在忽略连杆重力和球面副处摩擦的情况下,各弹性测力构件在原理上只承受沿杆件轴线方向的拉力或压力,可实现无应力耦合的六维力测量,是设计制造六维力传感器时广为采用的方案之一^[1-3]。目前,国内外学者对六维力传感器的构型设计和静态特性的研究已较为深入和全面,对其动力学问题也做了有益的探索^[4-7],但如何合理设计传感器结构以尽可能提高其测量精度,以及并联式六维力传感器的动力学建模及仿真分析等方面仍需深入研究。

本文首先描述了所提出的基于 Stewart 平台的超静定六维力传感器的结构特点,其次利用有限元法建立了其弹性动力学理论模型并进行了数值分析,而后借助 ANSYS 软件对传感器进行了振动模态分析,得到其前六阶固有频率和相应振型。

2 超静定并联式六维力传感器结构特点

并联结构六维力传感器所具备的独特优势已为众多学者所认可。如图 1 所示,经典的基于 Stewart 平台的六维力传感器是一种装配结构形式,由上、下平台以及利用球铰与两平台相连的六个弹性分支组装而成。由于采用传统结构的球面

副作为连接副,因此经典 Stewart 平台六维力传感器存在以下主要问题:结构复杂;12 个球面副需要分别调整和预紧,调整工作量大,并且各预紧力很难一致;由于自身结构的原因,传统球面副球体的直径必须保持一定的尺寸,由此造成球面副的接触面积很大,预紧后摩擦力矩较大,进而使各弹性构件的力敏感部位产生较大的应力耦合(即各弹性测力支路在工作时要承受拉压和弯扭的联合作用),容易引起传感器的维间耦合并且很难解耦;由于传统球面副容易产生间隙,使得传感器受力过零性差,即当传感器所承受的外力方向改变时,线性度不好,容易产生迟滞现象。为解决上述问题,这类六维力传感器需采用特殊结构的球铰和极高的制造和装配精度。

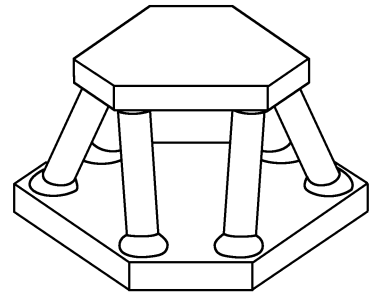


图 1 经典 Stewart 平台结构六维力传感器示意图
Fig. 1 Schematic diagram of classical Stewart platform-based six-component force sensor

有学者曾提出采用弹性球铰替代传统球面副,将传感器加工成一体化形式。从原理上讲,其性能较经典 Stewart 结构六维力传感器有很大改进,同时使得传感器微型化工作成为可能^[8-9]。然而,作为整体式结构,该类型传感器难以避免弯扭耦合的存在。

图 2 所示为本文提出的基于 Stewart 平台的超静定六维力传感器原理示意图^[10]。该传感器在经典 Stewart 平台结构的上下平台几何中心之间增设了一个中间预紧支路,该预紧支路由两个反向球面副分别与上下平台连接,利用其上螺旋副拉紧上、下平台,对传感器进行整体预紧,同时预紧各球副,消除间隙,而其余分支则采用带有球头(直径可以做得很小,只受接触强度的限制)的圆锥体与球窝相接触的形式代替传统的分离式球形窝壳夹紧球体的结构形式。此类型六维力传感

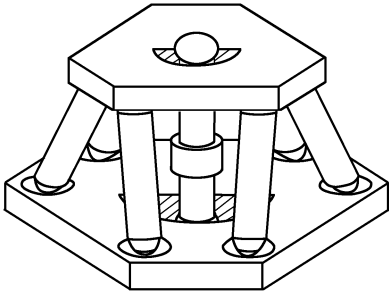


图 2 基于 Stewart 平台的超静定六维力传感器示意图
Fig. 2 Schematic diagram of hyperstatic Stewart platform-based six-component force sensor

器既保持了 Stewart 平台结构六维力传感器的优点,同时极大克服或改善了其前述结构的主要缺点:由于取消了传统结构的球铰,故传感器结构得以简化;利用预紧支路拉紧上下平台实现整体预紧,则调整工作量大为减少;组成球面副的球头与球窝的直径和接触面积都很小,摩擦力矩大为减小,各弹性构件力敏感部位的应力耦合将大大降低;在足够预紧力的作用下,可以保证各弹性构件在传感器量程范围内始终承受压力,不存在过零问题,传感器的非线性和迟滞误差将大为减小;作为一超静定结构,加之预紧力的作用,传感器动刚度会大为增加。

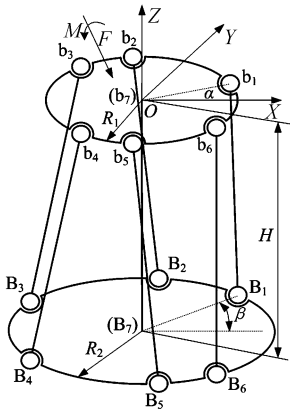


图 3 基于 Stewart 平台的超静定六维力传感器结构简图

Fig. 3 Structure of hyperstatic Stewart platform-based six-component force sensor

基于 Stewart 平台的超静定六维力传感器结构简图如图 3 所示,上下两平台相互平行,预紧分支连接上下平台几何中心并且轴线与平台所在平面垂直;基准坐标系建立于上平台几何中心处,其

中, X 轴平分球铰点 1 和 6 与坐标原点连线所成夹角, Z 轴铅垂向上;除预紧分支外其余分支与平台连接球铰呈半对称型分布,即球铰 1、3、5 和 2、4、6 分别以 120° 间隔均匀分布且均位于同一圆环上; R_1 和 R_2 分别表示上、下平台球铰点所处圆环半径, H 表示上下平台间距离, α 表示上平台第一个球铰点和坐标原点连线与 X 轴的夹角, β 表示下平台第一个球铰点和坐标原点连线在 XY 平面内投影与 X 轴的夹角。

3 六维力传感器弹性动力学理论分析

弹性动力学模型的建立是结构动力学性能研究的基础。相比于集中参数法和传递矩阵法,有限元法更适于并联结构传感器弹性动力学建模。本文根据超静定六维力传感器结构特点,利用有限元法,假设其上下平台为刚体,而各分支杆件为弹性体,并且采用刚体与弹性体联结时的位移协调和力平衡条件,建立了传感器的动力学理论模型并进行数值分析。

视包括预紧分支在内的各分支均为梁单元,固结于各单元的单元坐标系定义为 $C^i: (x_i, y_i, z_i) (i=1, 2, \dots, 7)$, 其中,括号内的 3 个向量分别表示该坐标系 X_i, Y_i 和 Z_i 坐标轴在建立于上平台几何中心处的总体坐标系 $O-XYZ$ 中的单位向量。受空间力系作用的梁单元有两个结点,共计有 12 个弹性自由度,与其对应的有 12 个广义作用力,分别用向量 \mathbf{g} 和 \mathbf{f} 来表示广义位移和广义力。若忽略阻尼的影响,则各分支单元运动微分方程式可表示成下列形式:

$$\mathbf{m}^i \ddot{\mathbf{g}}^i + \mathbf{k}^i \mathbf{g}^i = \mathbf{f}_i, \quad (1)$$

式中, \mathbf{m}^i 为单元质量矩阵, \mathbf{k}^i 为单元刚度矩阵,上标 i 为分支单元标号。

空间结构中各杆件或各单元的运动坐标系是互不相同的,要构成整个结构的运动学方程式,需要把每个单元放到一个统一的坐标系中来考虑。由各分支单元坐标系到总体坐标系的转换矩阵为:

$$\mathbf{T}^i = \begin{bmatrix} C^i & & 0 \\ & C^i & \\ & & C^i \\ 0 & & & C^i \end{bmatrix}_{12 \times 12} \quad (i=1, 2, \dots, 7), \quad (2)$$

设与 \mathbf{g}^i 对应的在总体坐标系中的广义位移向量为 \mathbf{q}^i , 则有:

$$\mathbf{q}^i = \mathbf{T}^i \mathbf{g}^i; \ddot{\mathbf{q}}^i = \mathbf{T}^i \ddot{\mathbf{g}}^i, \quad (3)$$

由于矩阵 \mathbf{T}^i 的正交性, 则超静定六维力传感器七分支中任一分支单元运动方程式在总体坐标系中的表达式为:

$$\mathbf{M}^i \ddot{\mathbf{q}}^i + \mathbf{K}^i \mathbf{q}^i = \mathbf{F}^i \quad (i=1, 2, \dots, 7), \quad (4)$$

式中, $\mathbf{M}^i = \mathbf{T}^i \mathbf{m}^i \mathbf{T}^{i\top}$, $\mathbf{K}^i = \mathbf{T}^i \mathbf{k}^i \mathbf{T}^{i\top}$, $\mathbf{F}^i = \mathbf{T}^i \mathbf{f}_i$ 。

相对于各分支杆件而言, 上下平台的刚度要大的多, 因此可忽略其弹性变形, 视之为刚性体。平台与各分支所联结点的位移并不独立, 并且联结时满足下列条件: 各分支与平台联结点的位移必须与平台上与各分支联结点的位移相一致; 各分支对平台作用力之和应与作用于平台的外力和惯性力相平衡。

本文所研究的传感器结构上平台为受力平台, 下平台固定于基座。若将上平台的 6 个自由度定义为沿总体坐标系的 3 个平移和 3 个转动, 则与各分支联结点的坐标值分别为这 6 个独立参数的函数。利用位移协调关系, 经坐标变换可推导得到^[11]:

$$\Delta^r = [\mathbf{D}^r] \Delta_p \quad (r=1, 2, \dots, 7), \quad (5)$$

式中, $\Delta^r = [\Delta X^r \quad \Delta Y^r \quad \Delta Z^r \quad \delta X^r \quad \delta Y^r \quad \delta Z^r]^T$ 为上平台与各分支联结点微位移;

$\Delta_p = [\Delta X_p \quad \Delta Y_p \quad \Delta Z_p \quad \delta X_p \quad \delta Y_p \quad \delta Z_p]^T$ 为上平台微运动(含转动和移动);

$$\mathbf{D}^r = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{3 \times 3} & \vdots & \mathbf{d}_{3 \times 3} \\ \dots & \vdots & \dots \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \vdots & \mathbf{I}_{3 \times 3} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{d} = \begin{bmatrix} 0 & Z^r & -Y^r \\ -Z^r & 0 & X^r \\ Y^r & -X^r & 0 \end{bmatrix},$$

$[X^r \quad Y^r \quad Z^r]^T$ 表示上平台与各分支联结点坐标; 上标 $r(r=1, 2, \dots, 7)$ 为分支序号。

根据弹性结构研究时的“瞬态结构”假设, 认为结构是瞬时固定的, 则矩阵 \mathbf{D}^r 可以认为在某一瞬时是一常数矩阵。由方程式(4)和式(5), 可得:

$$\mathbf{M}^r \{\ddot{\mathbf{Q}}_p\}^r + \mathbf{K}^r \{\mathbf{Q}_p\}^r = \{\mathbf{F}\}^r, \quad (6)$$

式中, $\{\mathbf{Q}_p\}^r = \mathbf{D}^r \mathbf{q}_p$ 。

当外力和外力矩施加于上平台时, 平台一方面在各联结处受到各分支对它的反力和反力矩, 另一方面平台本身还受到惯性力的作用。以 \mathbf{F}_p 和 \mathbf{M}_p 分别表示外力和外力矩(包括惯性力和惯性力矩), 以 \mathbf{F}_i 和 \mathbf{M}_i ($i=1, 2, \dots, 7$) 分别表示各联结点的支承反力和反力矩, 以 $\mathbf{r}_{O_{pi}}$ 表示各联结节点相对于总体坐标系的位置矢量, 则平台的力平衡方程式为:

$$\begin{cases} \mathbf{F}_p + \sum_{i=1}^7 \mathbf{F}_i = 0 \\ \mathbf{M}_p + \sum_{i=1}^7 (\mathbf{r}_{O_{pi}} \times \mathbf{F}_i + \mathbf{M}_i) = 0 \end{cases}, \quad (7)$$

或写成矩阵形式:

$$\begin{cases} \boldsymbol{\tau} \mathbf{F} = -\mathbf{F}_p \\ \mathbf{r} \mathbf{F} = -\mathbf{M}_p \end{cases}, \quad (8)$$

式中, $\boldsymbol{\tau} = [\mathbf{I}_{3 \times 3} \quad \mathbf{0}_{3 \times 3} \quad \dots \quad \mathbf{I}_{3 \times 3} \quad \mathbf{0}_{3 \times 3}]_{3 \times 42}$, $\mathbf{F} = [\mathbf{F}_1^T \quad \mathbf{M}_1^T \quad \mathbf{F}_2^T \quad \mathbf{M}_2^T \quad \dots \quad \mathbf{F}_7^T \quad \mathbf{M}_7^T]^T_{3 \times 42}$, $\mathbf{r} = [\mathbf{r}_1 \mathbf{I}_{3 \times 3} \quad \mathbf{r}_2 \mathbf{I}_{3 \times 3} \quad \dots \quad \mathbf{r}_7 \mathbf{I}_{3 \times 3}]_{3 \times 42}$, 且 \mathbf{r}_i ($i=1, 2, \dots, 7$) 可以表示为:

$$\mathbf{r}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & -r_{O_{pi}Z} & r_{O_{pi}Y} \\ r_{O_{pi}Z} & \mathbf{0} & -r_{O_{pi}X} \\ -r_{O_{pi}Y} & r_{O_{pi}X} & \mathbf{0} \end{bmatrix}_{3 \times 3},$$

式(8)可重写为:

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{\tau} \\ \mathbf{r} \end{bmatrix} \mathbf{F} = - \begin{bmatrix} \mathbf{F}_p \\ \mathbf{M}_p \end{bmatrix}, \quad (9)$$

由于各分支与平台的联结运动副均为球面副, 不能传递力矩, 则令反力矩为零即可。

将各分支力平衡方程综合起来, 可得到如下矩阵方程:

$$\mathbf{M}_S \tilde{\mathbf{Q}} + \mathbf{K}_S \tilde{\mathbf{Q}} = \mathbf{F}_S, \quad (10)$$

式中, $\tilde{\mathbf{Q}} = \{[\mathbf{Q}_p^1]^T [\mathbf{Q}_p^2]^T \dots [\mathbf{Q}_p^7]^T\}^T$, $\mathbf{F}_S = \{[\mathbf{F}^1]^T [\mathbf{F}^2]^T \dots [\mathbf{F}^7]^T\}^T$,

$$\mathbf{M}_S = \begin{bmatrix} M^1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & M^2 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \ddots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & M^7 \end{bmatrix},$$

$$[\mathbf{K}_s] = \begin{bmatrix} K^1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & K^2 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \ddots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & K^7 \end{bmatrix}$$

将力平衡关系式(9)代入式(10),可得:

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{\tau} \\ \dots \\ \mathbf{r} \end{bmatrix} \mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{Q}} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{\tau} \\ \dots \\ \mathbf{r} \end{bmatrix} \mathbf{K}_s \tilde{\mathbf{Q}} = \mathbf{F}_V, \quad (11)$$

式中, $\mathbf{F}_V = [\mathbf{F}_P^T : \mathbf{M}_P^T]^T$ 。

上式可以进一步写成:

$$\tilde{\mathbf{M}}_s \ddot{\mathbf{Q}} + \tilde{\mathbf{K}}_s \tilde{\mathbf{Q}} = \mathbf{F}_V, \quad (12)$$

式中, $\tilde{\mathbf{M}}_s = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\tau} \\ \dots \\ \mathbf{r} \end{bmatrix} \mathbf{M}_s$, $\tilde{\mathbf{K}}_s = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\tau} \\ \dots \\ \mathbf{r} \end{bmatrix} \mathbf{K}_s$ 。

式(12)即为超静定并联式六维力传感器的总运动微分方程式,矩阵 $\tilde{\mathbf{M}}_s$ 和 $\tilde{\mathbf{K}}_s$ 分别称之为总质量矩阵和总刚度矩阵。该方程式涵盖了传感器的所有结构信息,例如构件的尺寸、截面的形状、材料特性及质量的分布等,因此它不仅是对传感器进行弹性动力分析的数学模型,同时也是对传感器进行弹性动力综合的理论工具。

传感器的固有频率是其一项重要的动态性能指标,是确定传感器动态测试范围的主要依据,也是研究传感器其它动态性能参数和动态响应的基础。依据前述所建传感器动力学理论模型,绘制超静定并联式六维力传感器前六阶固有频率随各结构参数的变化关系曲线分别如图 4~图 9 所示。需要指出的是:由于传感器结构的对称性,第一阶与第二阶、第四阶与第五阶固有频率分别相等,故其随结构参数的变化曲线重合;在上下平台相应球铰点角度差值 $(\alpha - \beta)$ 一定的情况下,角度 α 或 β 单独改变时传感器固有频率没有变化,为一恒定值,即表明固有频率并不随单一球铰点角度的改变而发生变化,而是与球铰点角度差值有关。

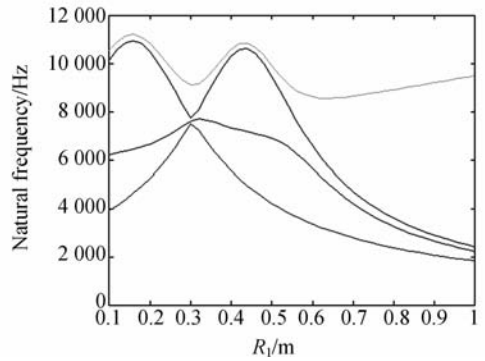


图 4 固有频率与上平台半径之间变化的关系
Fig. 4 Natural frequency versus radius of upper platform

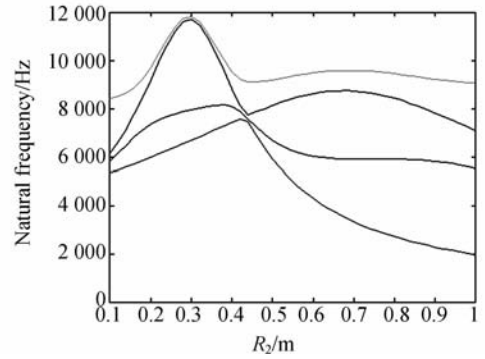


图 5 固有频率与下平台半径之间变化的关系
Fig. 5 Natural frequency versus radius of lower platform

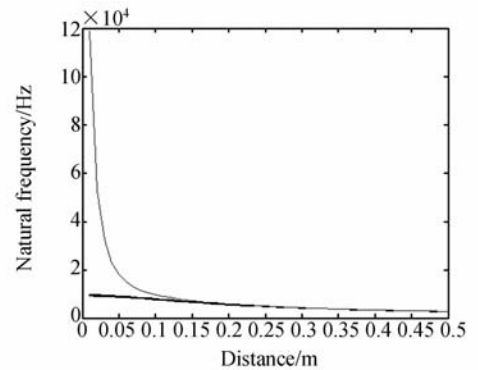


图 6 固有频率与上下平台距离之间变化的关系
Fig. 6 Natural frequency versus distance between upper and lower platforms

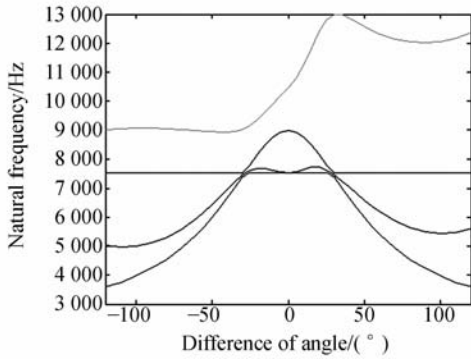


图 7 固有频率与球铰点角度差之间变化的关系

Fig. 7 Natural frequency versus difference of angles

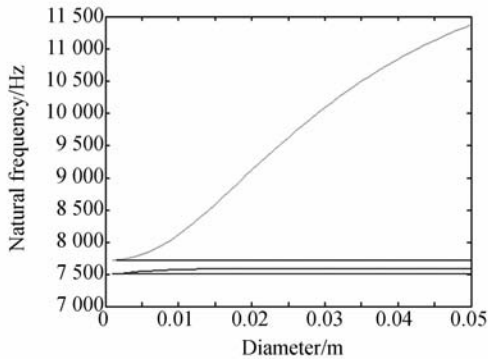


图 8 固有频率与预紧杆直径之间变化的关系

Fig. 8 Natural frequency versus diameter of pre-stressed limb

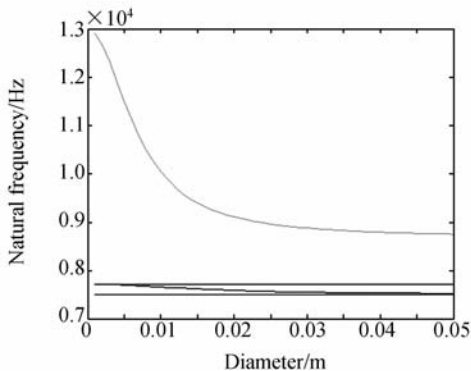


图 9 固有频率与其它分支杆直径之间变化的关系

Fig. 9 Natural frequency versus diameter of other limbs

4 六维力传感器有限元仿真分析

有限元模型的建立是进行传感器动态特性有限元仿真分析的基础。借助 ANSYS 软件,采用实体建模法建立了传感器几何模型。结合具体应用背景并经优化确定传感器基本结构尺寸如下:上平台直径为 96 mm,底座直径为 84 mm,整体高度为 55.5 mm,上平台球铰点所处圆环半径 R_1 为 30 mm,下平台球铰点所处圆环半径 R_2 为 24 mm,各分支杆杆长均为 32 mm,各分支杆直径均为 3 mm,上平台第一个球铰点和坐标原点连线与 X 轴夹角 α 为 10° ,下平台第一个球铰点和坐标原点连线在 XY 平面内投影与 X 轴夹角 β 为 50° 。各弹性分支杆材料选择为硬铝 12,其余零件材料均选为 45 钢。

针对传感器几何实体模型不同部分的具体情况,以映射网格划分为主,兼顾自由网格划分,并通过定义接触面和目标面以及采用相应的接触单元来实现球面副的模拟,最终所得的基于 Stewart 平台的超静定六维力传感器有限元模型如图 10 所示^[12]。

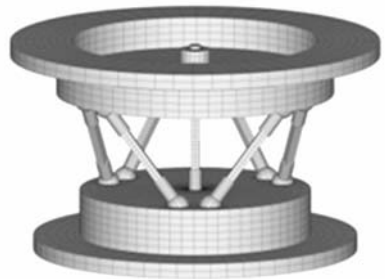


图 10 基于 Stewart 平台的超静定六维力传感器有限元模型

Fig. 10 Finite element model of hyperstatic Stewart platform-based six-component force sensor

固有频率和振型是结构的重要动力学参数,可以用来表征结构的固有动态特性。求解结构的自由振动特性即固有频率和振型是结构动力学分析中的基本内容。模态分析即用于确定所设计结构的振动特性,是进行结构动力学深入分析的基础。

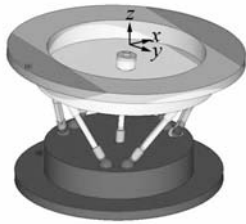
基频在整个结构固有频率中占有主导地位,是评价弹性结构动力特性的重要指标之一,而高阶频率的作用则相对要弱的多。同时,高阶振型对结构动力的影响一般都很小,通常只要计算部分低阶振型即足以反映结构动态特性。

根据所建有限元模型,利用子空间法进行模态分析,得到超静定并联式六维力传感器固有频率和相应振型。表 1 所示为传感器前六阶固有频率和相应振型特点,图 11 所示为传感器前六阶振型。可以看出,第一阶与第二阶固有频率、第四阶与第五阶固有频率分别基本相等;且若设工作带宽为最低阶固有频率的 $2/3$,则此六维力传感器的工作频带能达到 $0\sim 146$ Hz。

表 1 超静定六维力传感器的固有频率和相应振型的特点

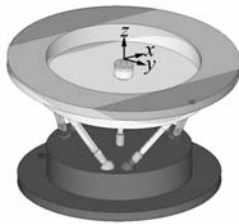
Tab.1 Natural frequencies and corresponding vibration mode characteristics of hyperstatic six-component force sensor

阶次	1	2	3	4	5	6
固有频率 (Hz)	218.4	218.9	340.9	654.9	656.4	678.4
振型特点	沿 X 轴 平移	沿 Y 轴 平移	绕 Z 轴 旋转	绕 X 轴 旋转	绕 Y 轴 旋转	沿 Z 轴 平移



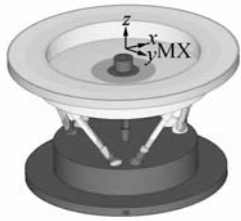
(a) 第一阶固有振型

(a) The first order natural vibration mode



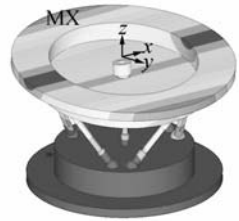
(b) 第二阶固有振型

(b) The second order natural vibration mode



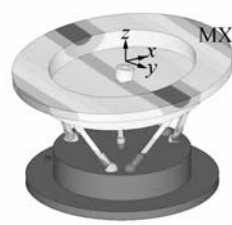
(c) 第三阶固有振型

(c) The third order natural vibration mode



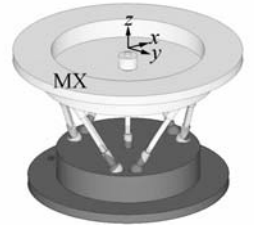
(d) 第四阶固有振型

(d) The fourth order natural vibration mode



(e) 第五阶固有振型

(e) The fifth order natural vibration mode



(f) 第六阶固有振型

(f) The sixth order natural vibration mode

图 11 超静定并联式六维力传感器固有振型

Fig. 11 Natural vibration modes of hyperstatic six-component force sensor

5 结 论

本文针对所提出的基于 Stewart 平台的超静定并联式六维力传感器进行了动力学分析。采用有限元法建立了传感器弹性动力学理论模型,根据此模型进行了数值分析,结果表明传感器第一阶与第二阶、第四阶与第五阶固有频率分别相等,且固有频率并不随单一球铰点角度的改变而发生变化,而是与上下平台相应球铰点角度差值有关。借助 ANSYS 软件建立了传感器有限元模型,并进行了模态分析,得到其前六阶固有频率和振型。仿真研究验证了理论分析结果,同时表明此传感器的工作频带为 $0\sim 146$ Hz。本文所进行的动力学理论分析与有限元仿真对并联式六维力传感器的动力学研究具有借鉴意义并为超静定六维力传感器动力学分析的进一步开展奠定了基础。

参考文献:

[1] KERR D R. Analysis, properties and design of a Stewart-platform transducer [J]. *Mech. Transm. Autom. Design*, 1989,1 (11):25-28.

[2] KANG C G. Closed-form force sensing of a 6-axis force transducer based on the Stewart platform [J].

Sensors and Actuators A: Physical, 2001,90:31-37.

[3] DWARAKANATH T A, DASGUPTA B, MRUTHYUNJAYA T S. Design and development of a Stewart platform based force-torque sensor [J]. *Mechatronics*, 2001,11(7):793-809.

[4] FERRARESI C, PASTORELLI S, SORLI M, et al. Static and dynamic behavior of a high stiffness

- Stewart platform-based force/torque sensor [J]. *Journal of Robotic Systems*, 1995, 12(12): 883-893.
- [5] LI Y F, CHEN X B. On the dynamic behavior of a force/torque sensor for robots [J]. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 1998, 47(1):304-308.
- [6] PARK Y K, KUMME R, KANG D I. Dynamic investigation of a binocular six-component force-moment sensor [J]. *Measurement Science and Technology*, 2002, 13(8):1311-1318.
- [7] 姚裕, 吴洪涛, 张召明. 基于 Kane 方法的 Stewart 传感器动力学及固有频率分析[J]. *动力学与控制学报*, 2004, 2(2):84-87.
YAO Y, WU H T, ZHANG ZH M. The natural frequencies analysis for Stewart transducer based on the Kane's method [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 1991, 27(2):13-20. (in Chinese)
- [8] WANG H R, GAO F, HUANG ZH. Design of 6-axis force/torque sensor based on Stewart platform related to isotropy [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 1998, 11(3):217-222.
- [9] JIN ZH L, GAO F, ZHANG X H. Design and analysis of a novel isotropic six-component force/torque sensor [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2003, 109:17-20.
- [10] ZHAO Y S, HOU Y L, YAN ZH W, et al. Research and design of a pre-stressed six-component force/torque sensor based on the Stewart platform [C]. *Proceedings of IDETC/CIE 2005, ASME*, 2005, 7B:573-581.
- [11] 黄真, 赵永生, 赵铁石. 高等空间机构学[M]. 高等教育出版社, 北京, 2006, 284-300.
HUANG ZH, ZHAO Y SH, ZHAO T SH. *Advanced Spatial Mechanism* [M]. Beijing: Higher Education Press, 2006, 284-300. (in Chinese)
- [12] YAO J T, HOU Y L, LU L, et al. Analysis of a pre-stressed six-component force/torque sensor based on Stewart platform [C]. *IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, 2006.

作者简介:



侯雨雷(1980—),男,河北定州人,工学博士,讲师,2002年,2007年于燕山大学分别获得学士和博士学位,主要从事并联机构学、力传感器技术等方面的研究。E-mail: ylh@ysu.edu.cn.



曾达幸(1978—),男,湖南涟源人,工学博士,讲师,2002年,2004年,2008年于燕山大学分别获得学士、硕士和博士学位,主要从事并联机构型综合、并联机器人理论及控制等方面的研究。E-mail: roboms@ysu.edu.cn.



姚建涛(1980—),男,河北保定人,博士研究生,2004年于燕山大学获得学士学位,主要从事多维力传感器技术、并联机构理论及应用等方面的研究。E-mail: ysyj@ysu.edu.cn.



孙凤龙(1981—),男,河南商丘人,硕士研究生,工程师,2002年于燕山大学获得学士学位,主要从事 HFV 高频焊管、UOE 埋弧焊管、测试技术等方面的研究。E-mail: sunfenglong@baosteel.com.



赵永生(1962—),男,吉林龙井人,教授,博士研究生导师,1983年,1987年分别于东北重型机械学院获得学士、硕士学位,1999年于燕山大学获得博士学位,主要从事机器人技术、传感器技术以及先进制造技术等方面的研究。E-mail: yszhao@ysu.edu.cn.