

# 面向航空关键部件性能测试的多维力加载装置\*

弭如坤<sup>1</sup>, 樊锐<sup>1</sup>, 郭江真<sup>1</sup>, 王卫卫<sup>2</sup>, 陈五一<sup>1</sup>

(1. 北京航空航天大学机械工程及自动化学院, 北京 100191;

2. 中国直升机设计研究所, 景德镇 333001)

**[摘要]** 航空关键部件多数工作在受力复杂的环境中, 承受由拉(压)力、弯矩和扭矩组成的多维力载荷, 其性能直接影响系统整体的表现, 所以需在接近实际工况载荷下测试关键部件的力学性能和疲劳寿命, 保障其安全高效的服役。以直升机弹性轴承为应用对象, 基于6-SPS 并联机构研制多维力加载装置, 可模拟其真实受力工况, 对弹性轴承进行压力、弯矩和扭矩的组合加载并测试其刚度特性。设计了加载装置的几何参数和构件结构, 开展弹性轴承压缩、弯曲和扭转刚度测试, 相较于传统测试方法所得结果, 压缩刚度和扭转刚度的吻合度较好, 弯曲刚度存在偏差, 因为传统方法在施加弯矩时不能排除轴向力的影响。试验验证了并联机构的多维力加载能力, 并初步探索了弹性轴承在压力-扭矩组合加载下的刚度特性变化规律。最后讨论了并联机构在多维力加载材料试验机和多维力随动加载装置中的应用, 形成面向工程材料、关键部件和运动系统的多维力加载理论体系。

**关键词:** 多维力加载; 准静态; 弹性轴承; 刚度; 并联机构

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2019.17.034



弭如坤

硕士研究生, 研究方向为机电控制及自动化, 参与航空工业产学研专项“弹性轴承多维力主动加载试验机构及理论”。

航空关键部件的力学性能测试对其优化设计和安全服役至关重要。多数关键部件往往工作在复杂的载荷环境下, 例如直升机的弹性轴承会承受压力、弯矩和扭矩组成的压弯扭复合载荷<sup>[1]</sup>, 又如直升机桨叶、航空发动机叶片均承受拉弯扭复合载荷<sup>[2-3]</sup>。为准确掌握关键部件工作时的力学响应和疲劳寿命, 确保部件设计的准确性和安全性, 需在其力学强度和疲劳寿命试验中对其施加与实际工况相同的多维力复杂载荷。

目前我国对航空零部件力学性能和疲劳寿命的测试方法可分为材料试验机加载和液压作动器加载两类。一方面, 通过单轴材料试验机配合定制工装可对待测零、部件单独施加拉(压)力、弯矩和扭矩, 逐项测试其在拉伸、弯曲和扭转时的力学性

能。但是, 由于试验机动态响应较差, 使用该方法进行疲劳试验比较困难。另外, 该方法无法同时对部件施加拉(压)弯扭组合载荷, 在不同载荷下测试时, 需要频繁装卸部件, 降低测试效率。另一方面, 通过在空间布置液压作动器可实现拉(压)弯扭组合加载, 并且可开展疲劳试验, 但是该方法对不同部件或部件的不同外形状的适应性较弱, 变更待测目标后需对各作动器重新布置, 延长测试时间; 作动器定位精度也难以保证, 不利于加载精度保持, 影响测试准确性。

并联机构具备空间六自由度, 在工作空间内可任意平移和转动, 并且具备结构紧凑、刚度高、误差积累小和动态特性好等优点<sup>[4]</sup>。连接末端执行器和待测部件, 通过二者间的相对位移可实现对部件的多维力加载,

\* 基金项目: 中航工业产学研专项(CXY2013 BH05)。

也可通过往复运动实现多维力循环加载,为复杂载荷下的力学性能测试和疲劳试验提供新的加载手段。

使用并联机构进行准静态多维力加载引起了国内外部分学者的关注。Masters等<sup>[5]</sup>利用并联机构测试建筑结构的刚度特性测试。唐静芳等<sup>[6]</sup>对六自由度并联机构应用于静态和疲劳加载开展仿真研究。吴乐彬<sup>[7]</sup>和吴剑<sup>[8]</sup>等基于Stewart平台设计多维静态加载机构,对加载机构的轨迹跟踪和单自由度加载稳定性进行提升。尹鹏<sup>[9]</sup>等基于单轴力闭环控制提出一种正交并联加载系统。徐彬<sup>[10]</sup>采用Stewart平台,分析大型旋挖钻机动臂的加载性能参数。王博等<sup>[11]</sup>提出了一种基于正交并联机构的多轴加载试验系统,用于模拟对接机构组合体实际受到的复杂载荷。Stokes等<sup>[12]</sup>基于六自由度并联机构设计了一种针对脊柱的加载装置,测量动物脊柱的刚度特性。Nierenberger<sup>[13]</sup>和Flohic等<sup>[14]</sup>基于Stewart平台对混凝土试验件进行拉-剪二维加载试验。孙永生<sup>[15]</sup>基于6-UPS并联机构研制多维力加载材料试验机,郭江真<sup>[16]</sup>等使用其对金属材料试件进行拉扭和拉弯扭加载材料试验。王晓飞等<sup>[17]</sup>基于并联机构提出一种多维力加载过程中被测目标空间位移的测量方法。

不难发现,使用并联机构进行多维力加载可行,但该方法尚未在航空关键部件力学性能测试中开展应用,同时部件性能测试结果也尚未与传统方法对比,测试准确性仍属未知。因此,本文以直升机关键部件——弹性轴承作为测试对象,基于6-SPS并联机构研制多维力加载装置和空间位移测量装置,测量弹性轴承在压力、弯矩和扭转载荷下的刚度特性,并与传统方法所得结果进行对比,验证多维力加载测试的准确性。

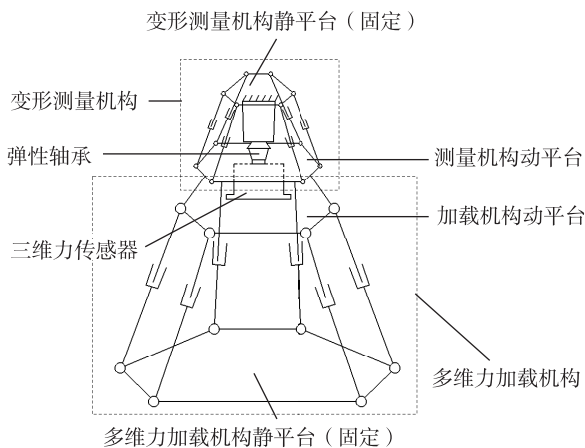


图1 多维力加载装置示意图

Fig.1 Diagrammatic sketch of multi-axis loading device

## 概念设计

测量弹性轴承在压力、弯矩和扭矩组合载荷下的刚度特性,要求多维力加载装置实现以下功能:

- (1) 可对弹性轴承施加压力、弯矩、扭矩及其组成的多维力载荷。
- (2) 可实时测量加载装置输出的多维力载荷。
- (3) 可实时测量弹性轴承在多维力载荷下的空间变形。

因此,加载装置主要由3部分组成,见图1,分别为多维力加载机构、变形测量机构和三维力传感器。

多维力加载机构基于6-SPS并联机构研制,由静平台、动平台及6条运动支链组成,动平台具有空间六自由度,通过动平台与待测部件的多自由度相对位移实现对部件的多维力加载。其中,各运动支链由移动副驱动,两端通过球副与动、静平台相连;同时各移动副均安装位移传感器,实现对其位移闭环控制。

变形测量机构同样基于6-SPS并联机构提出,具备六自由度。该机构不包含动力部件,其动平台与弹性轴承相连,在弹性轴承受载产生弹性变形时产生空间运动,引起6条支链的长度变化。支链长度实时通过光栅传感器进行测量反馈,并通过正解模型计算动平台位移和

姿态,从而获得弹性轴承的空间变形量。

三维力传感器安装于多维力加载机构的动平台,实时测量加载机构输出的轴向力、弯矩和扭矩,结合弹性轴承的变形量分析轴承在承受轴向力、弯矩、扭矩及其组合的多维力载荷时的刚度特性。

## 参数设计与分析

### 1 坐标系定义

多维力加载机构和变形测量机构均基于6-SPS并联机构设计,如图2所示。使用 $i$  ( $i=1,2,\dots,6$ )标识6-SPS并联机构的运动支链, $B_i$ 和 $P_i$ 分别为静、动平台上6个球副的中心点,球副分为3组均布于固定半径的圆上, $r_b = \|OB_i\|$ 和 $r_p = \|OP_i\|$ 为静、动平台的球副分布半径, $\alpha$ 和 $\beta$ 为每组球副的分布角。在静、动平台上分别建立静、动坐标系 $O\{x,y,z\}$ 和 $O'\{x',y',z'\}$ ,球副分布圆中心 $O$ 、 $O'$ 分别为静、动坐标系的原点, $x$ 、 $x'$ 轴分别是 $B_1B_2$ 和 $P_1P_2$ 的中点, $z$ 、 $z'$ 轴是球副分布平面的法线,根据右手定则即可确定 $y$ 、 $y'$ 轴。

动平台位移由 $OO'$ 向量表示,姿态通过动坐标系 $O'\{x',y',z'\}$ 先后绕静坐标系 $O\{x,y,z\}$ 的 $z$ 、 $y$ 、 $x$ 轴旋转 $\varphi_z$ 、 $\varphi_y$ 和 $\varphi_x$ 角度进行定义,所得转换矩阵 $R$ 为:

$$R = R(z, \varphi_z) R(y, \varphi_y) R(x, \varphi_x)$$

$$= \begin{bmatrix} \cos \varphi_z \cos \varphi_y & \cos \varphi_z \sin \varphi_y \sin \varphi_x - \sin \varphi_z \cos \varphi_x & \cos \varphi_z \sin \varphi_y \cos \varphi_x + \sin \varphi_z \sin \varphi_x \\ \sin \varphi_z \cos \varphi_y & \sin \varphi_z \sin \varphi_y \sin \varphi_x + \cos \varphi_z \cos \varphi_x & \sin \varphi_z \sin \varphi_y \cos \varphi_x - \cos \varphi_z \sin \varphi_x \\ -\sin \varphi_z & \cos \varphi_y \sin \varphi_x & \cos \varphi_y \cos \varphi_x \end{bmatrix} \quad (1)$$

## 2 运动学逆解与正解

运动学逆解是通过已知的动平台位移和姿态,求解各驱动位移。选取任一矢量闭环  $O-B_i-P_i-O'$ , 可得向量叠加方程:

$$OO' + OP_i = OB_i + \lambda_i I_i \quad (2)$$

其中,  $I_i$  为支链  $i$  的单位向量;  $\lambda_i$  为支链  $i$  长度, 随即求出:

$$\lambda_i = \| OO' + RP_i - OB_i \| \quad (3)$$

运动学正解是已知各驱动位移, 求解动平台的位移和姿态。定义动平台的位姿向量  $Q = [P^T, \theta^T]^T$ , 其中  $P = [p_x, p_y, p_z]^T$  和  $\theta = [\theta_x, \theta_y, \theta_z]^T$  分别是动坐标系相对静坐标系的位移和姿态向量。由式 (3) 构造方程:

$$f_i(Q) = \| OO' + RP_i - OB_i \|^2 - \lambda_i^2 = 0 \quad (4)$$

采用牛顿迭代法<sup>[18]</sup>求解该方程, 求解过程如图 3 所示。

首先给定动平台初始位姿  $Q_0$ , 然后用牛顿迭代法求出过程中的迭代位姿  $Q_{n+1} (n \geq 0)$ , 在第  $n+1$  次迭代中, 方程  $f_i(Q) = 0$  的解的估计值:

$$Q_{n+1} = Q_n - \left( \frac{\partial f(Q_n)}{\partial Q} \right)^{-1} f(Q_n) \quad (5)$$

当满足迭代终止条件  $|f(Q_{n+1})| < \zeta = 10^{-10} \text{m}$  时, 即可认为此时的迭代位姿  $Q_{n+1}$  是方程 (4) 的数值解, 随即求出动平台的位姿向量  $Q$ 。

## 3 静力学分析

动坐标系原点  $O'$  受到的外力在 Plücker 坐标下可以表示为  $F = [f^T, m^T]^T$ , 其中  $f$  和  $m$  分别表示力和力矩, 各支链的驱动力向量为  $\tau = [\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_6]^T$ 。若动平台的位姿产生微小变化  $\delta x_p = [\delta p^T, \delta \theta^T]^T$ , 则由式 (2) 求导可得动平台与各驱动的速度映射关系:

$$\delta q = J_v \delta x_p \quad (6)$$

式中,  $\delta q = [\delta d_1, \delta d_2, \dots, \delta d_6]^T$ ;  $J_v$  是

可逆, 此时若已知各支链驱动力  $\tau$  即可求得作用于动坐标系原点  $O'$  的外力  $F$ , 反之亦然。

## 4 样机描述和性能指标

根据弹性轴承的刚度测试需要, 研制图 4 所示的多维力加载装置, 其性能指标分为输出载荷和工作空间两类, 如表 1 所示。

如图 4 (a) 所示, 多维力加载装置安装于外部框架内, 其加载机构的静平台安装于框架底面, 变形测量机构的静平台安装于框架顶部。加载

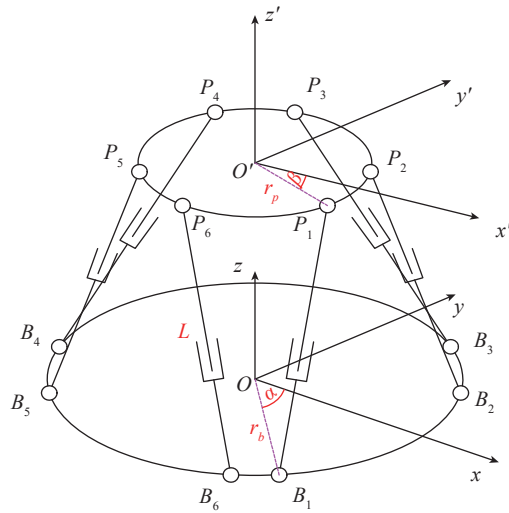


图2 6-SPS并联机构简图  
Fig.2 Sketch of 6-SPS parallel mechanism

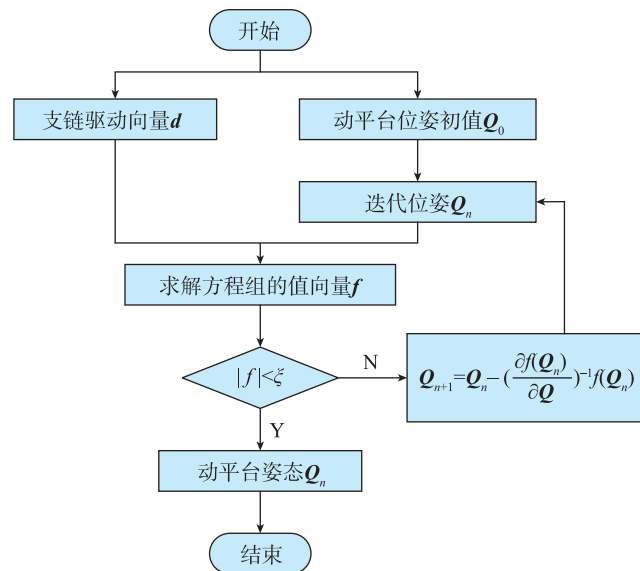


图3 6-SPS并联机构正解流程图  
Fig.3 Flowsheet of inverse solution to 6-SPS parallel mechanism

装置包含6个液压作动器,其两端分别由球铰链与动、静平台连接,通过作动器的运动实现动平台的多维力加载能力。动平台中心装有三维力传感器,用于反馈加载机构的实际输出力。

图4(b)中,传感器另一端装有弹性轴承的小端工装,与上方固定于框架的大端工装一起实现弹性轴承的稳定装夹。测量机构动平台与小端工装固连,其6条测量支

链同样由球铰链与动、静平台连接,可直接测量加载过程中大、小端工装的相对位移,以排除框架、加载机构和三维力传感器变形对测量的影响。加载装置通过多轴运动控制器(PMAC)完成闭环位置控制、轨迹规划、路径插补、信号采集与滤波等功能。

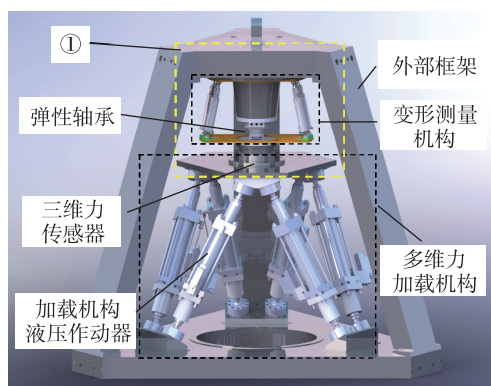
### 试验与分析

弹性轴承刚度特性的传统测量方法是使用单轴拉伸和扭转试验机配合特制工装进行加载测试,其压缩、弯曲和扭转刚度需使用不同的工装,测试过程中需要频繁拆卸并且无法对弹性轴承施加压弯扭组合载荷,无法获得真实工况载荷下的刚度特性。

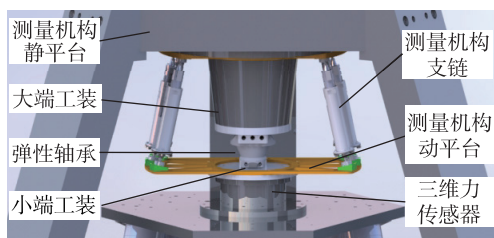
使用多维力加载装置开展弹性轴承的刚度测量,仅需单次装卸即可实现对弹性轴承压缩、弯曲和扭转刚度的连续测量,无需更换工装,提高测试效率。本节将对比传统方法和加载装置所得结果的偏差,评估加载装置测量的准确性,同时验证并联机构输出多维力载荷的可行性。

#### 1 压缩刚度测试

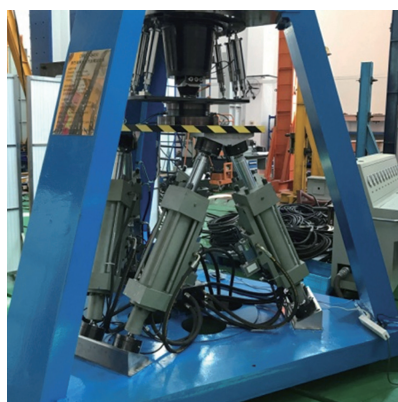
传统方法测量弹性轴承的压缩刚度是使用单轴材料试验机进行轴向力加载(图5),压力由试验机采集,同时使用激光位移传感器测量弹性轴承的压缩位移,绘制如图6所示压力-变形曲线,对该曲线线性拟合,求得压缩刚度  $K_z=256.54\text{kN/mm}$ 。



(a) 样机模型



(b) 框图①的放大图



(c) 样机实体

图4 多维力加载装置样机

Fig.4 Prototype of multi-axis loading device

表1 多维力加载装置设计指标

Table 1 Design index of multidimensional force loading device

输出载荷			工作空间	
压力 /kN	扭矩 / (N·m)	弯矩 / (N·m)	位移 /mm	转角 / (°)
400	± 1000	± 500	X、Y轴: 100 Z轴: 300	X、Y轴: ± 10 Z轴: ± 25

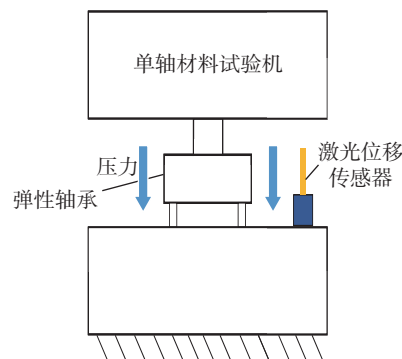


图5 传统压缩刚度测试

Fig.5 Traditional compression stiffness test

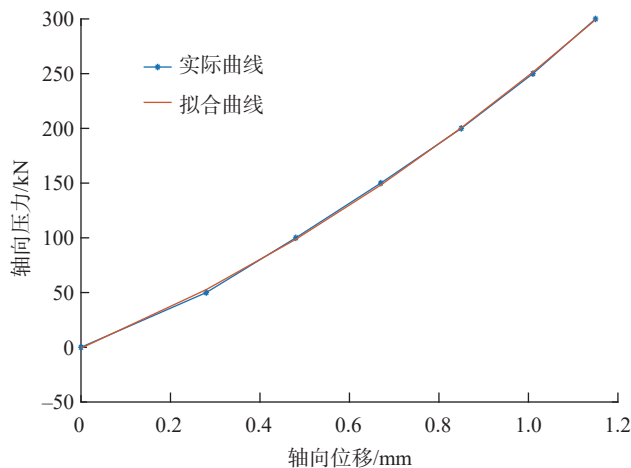


图6 单轴材料试验机的压力-变形曲线

Fig.6 Load-deformation curve in traditional compression stiffness test

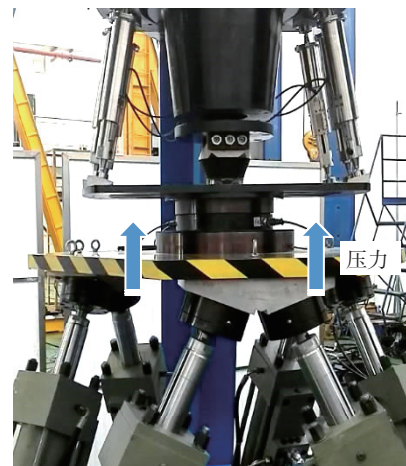


图7 使用多维力加载装置进行压缩刚度测试

Fig.7 Compression stiffness test by multi-axis loading device

使用多维力加载装置测量时,如图7所示,可以直接控制加载机构对弹性轴承输出轴向压力,并通过测量机构实时反馈弹性轴承的轴向变形量,绘制如图8所示压力-变形曲线。对该曲线进行拟合,可得弹性轴承的压缩刚度  $K'_z=273.5\text{kN/mm}$ ,与传统方法所得  $K_z$  吻合程度较高,误差仅为6.6%。

## 2 扭转刚度测试

传统方法测量弹性轴承的扭转刚度(图9),是将弹性轴承安装于扭转试验机上,并在一端安装扭矩传感器实时反馈对弹性轴承施加的扭矩,扭转角直接由扭转试验机获取。绘制如图10所示的弹性轴承正向和负向扭矩加载时的载荷-变形曲线,经线性拟合可知,弹性轴承的正向和负向扭转刚度分别为  $K_{\theta_{z0}^+}=18.83\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$  和  $K_{\theta_{z0}^-}=20.23\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$ 。

使用多维力加载装置测量弹性轴承的扭转刚度时,如图11所示,无需变更加载设备和工装,直接控制加载机构对弹性轴承施加正向和负向扭矩载荷,并通过力传感器反馈输出扭矩,以及测量机构反馈扭转变形,绘制如图12所示的正向和负向载荷-变形曲线,经线性拟合,求得弹性轴承正向和负向的扭转刚度分别为

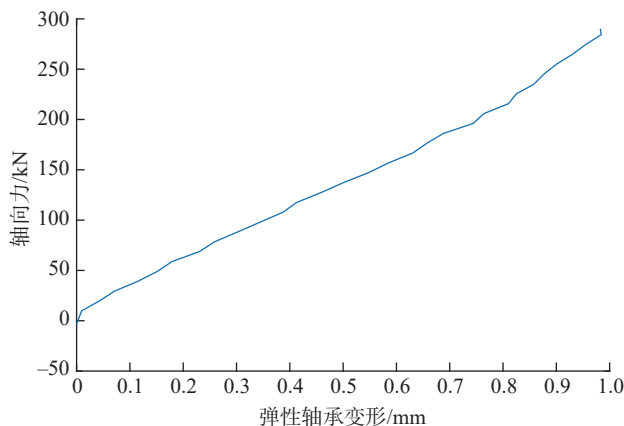


图8 多维力加载装置的压力-变形曲线

Fig.8 Compression-deformation curve obtained by multi-axis loading device

$K_{\theta_z^+}=19.27\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$  和  $K_{\theta_z^-}=21.28\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$ ,与传统方法所得的  $K_{\theta_{z0}^+}$  和  $K_{\theta_{z0}^-}$  相比,误差分别为2.3%和5.2%,吻合程度良好。正、反向扭转刚度误差不一致由加载机构和固定工装的间隙引起,使得在扭矩变向时出现一定的非线性。

## 3 弯曲刚度测试

传统方法测量弯曲刚度(图13),是将弹性轴承的曲率中心通过工装与扭转试验机的扭转轴线重合,由扭转试验机使弹性轴承绕其曲率中心进行弯曲变形。弯矩由扭矩传感器测量,弯曲变形通过扭转试验

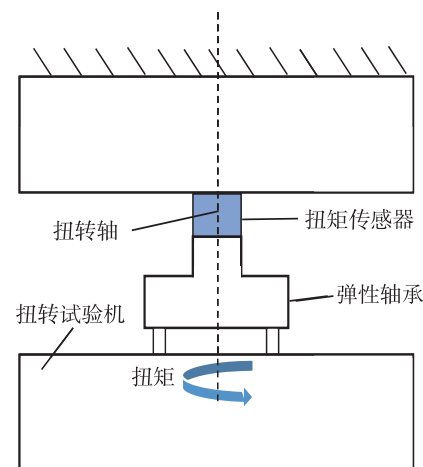


图9 传统扭矩刚度测试

Fig.9 Traditional torsional stiffness test

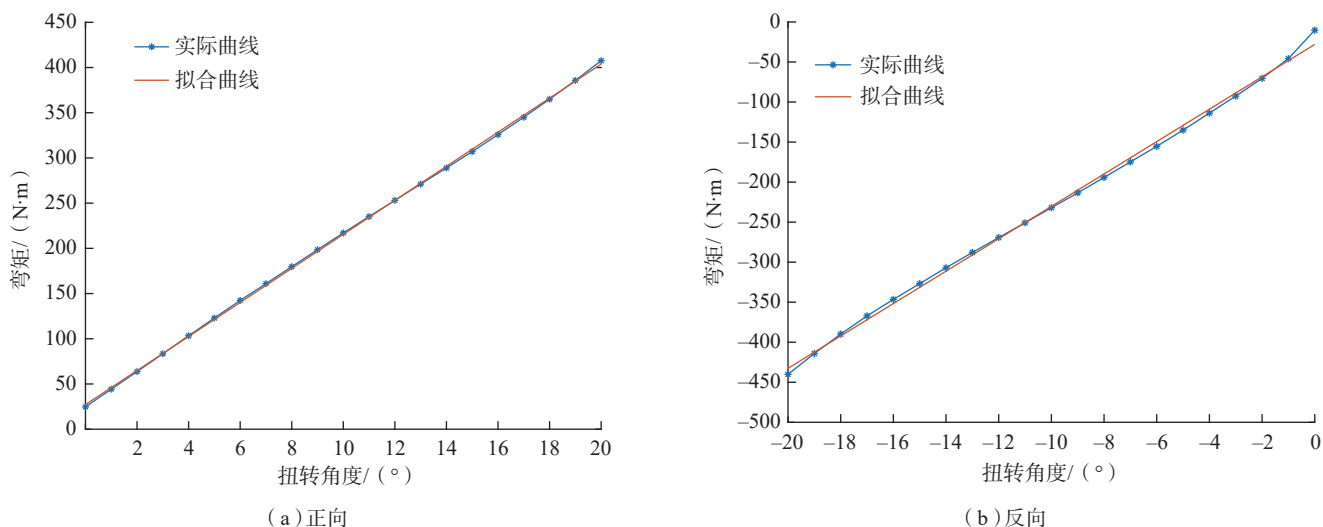


图10 扭转试验机上的扭矩-扭转角曲线  
Fig.10 Load-deformation curve in traditional torsional stiffness test

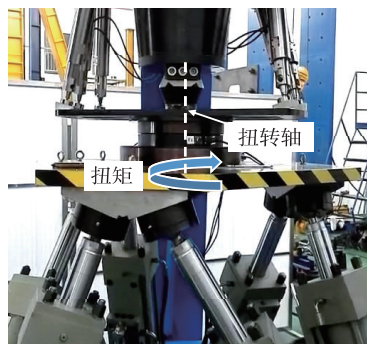


图11 使用多维力加载装置进行扭转刚度测试  
Fig.11 Torsional stiffness test by multi-axis loading device

机的转角进行记录并绘制如图 14 所示的弹性轴承正向和负向弯矩加载时的载荷-变形曲线,经线性拟合可知,弹性轴承的正向和负向弯曲刚度分别为  $K_{\theta_{y0}}^+ = 51.95\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$  和  $K_{\theta_{y0}}^- = 47.35\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$ 。

为使弹性轴承在纯弯矩下进行变形,需要规划多维力加载装置的纯弯曲加载曲线,规划流程如图 15 所示。首先,根据弹性轴承的弯曲变形特征给定初始的弯矩加载轨迹。其次,将初始轨迹进行离散,并控制加载机构动平台依次抵达各离散位姿

点。第三,观察在各位姿点时三维力传感器除弯矩外是否包含附加轴向力,若有,对位姿点进行修正,消除轴向力影响;若无,则移至下一个位姿点,直至加载机构在所有位姿点均输出纯弯矩为止。最后,连接所有修正位姿点,获得加载机构的纯弯矩加载轨迹。

使用多维力加载装置测量弹性轴承的弯曲刚度,如图 16 所示,控制加载机构对弹性轴承施加正向和负向的纯弯矩,使用三维力传感器反馈弯矩,通过测量机构记录弯曲变

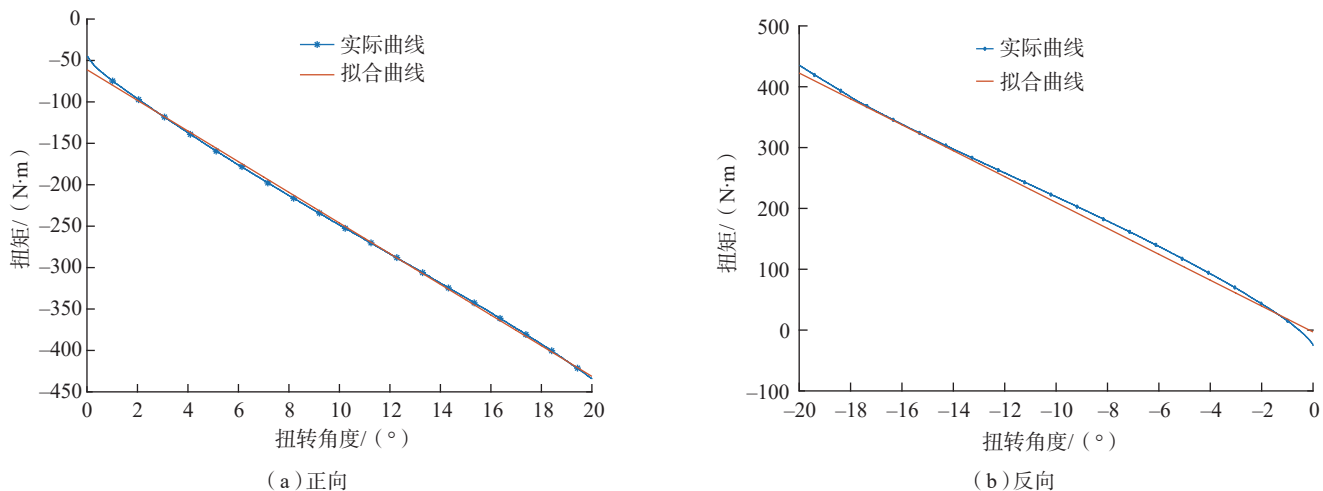


图12 多维力加载装置上的扭矩-扭转角曲线  
Fig.12 Torsion-deformation curve obtained by multi-axis loading device

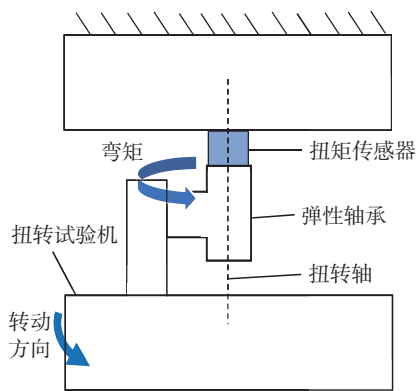


图13 传统弯曲刚度测试  
Fig.13 Traditional bending stiffness test

形,绘制如图 17 所示的正向和负向弯矩-变形曲线。经线性拟合,求得弹性轴承正向和负向的弯曲刚度分别为  $K_{\theta_y}^+ = 41.59 \text{ N}\cdot\text{m}/(\text{°})$ 、 $K_{\theta_y}^- = 36.68 \text{ N}\cdot\text{m}/(\text{°})$ ,与传统方法所得的  $K_{\theta_{yo}}^+$  和  $K_{\theta_{yo}}^-$  相比,误差分别为 19.9% 和 22.5%。

传统方法虽将弹性轴承小端的曲率中心与扭转试验机的扭转轴重合,但大端的变形轨迹不为圆,会引入轴向力干扰,无法实现纯弯矩加载。同时使用扭转试验机转角表示弯曲变形角度也并不准确。相反,多

维力加载装置对弹性轴承可实现纯弯矩加载,而且测量机构直接反馈弯曲变形,虽然与传统方法所得结果偏差明显,但可以更准确地反映弹性轴承的弯曲变形情况。

#### 4 多维力加载刚度测试

使用多维力加载装置对弹性轴承进行压力-扭矩复合加载,探索其在多维力载荷下刚度特性的变化规律。使用多维力加载装置对弹性轴承依次施加 0、100kN、200kN 和 300kN 的预压力,并在各预压力下对

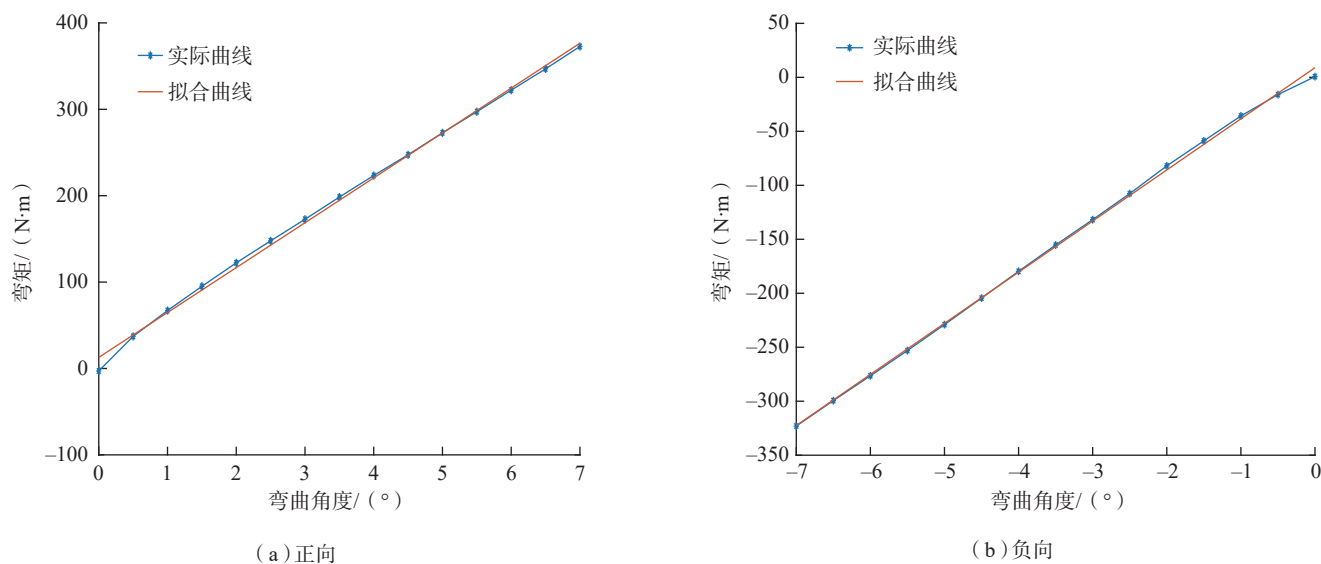


图14 扭转试验机上的弯矩-弯曲角度曲线  
Fig.14 Load-deformation curve in traditional bending stiffness test

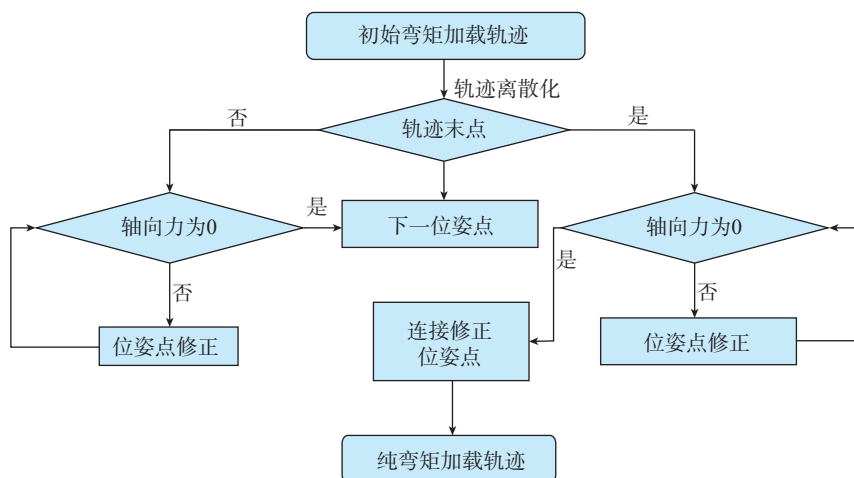


图15 纯弯曲加载的曲线规划流程  
Fig.15 Flow chart of planning of pure bending loading curve

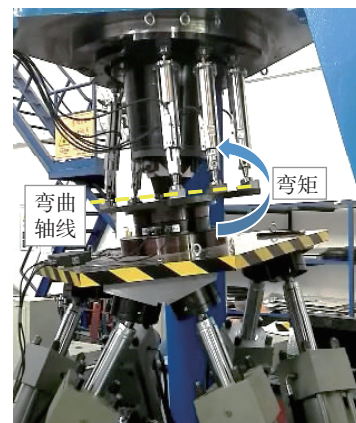


图16 使用多维力加载装置进行弯曲刚度测试  
Fig.16 Bending stiffness test by multi-axis loading device

弹性轴承进行扭矩加载,测量其在各压力下的扭转刚度分别为  $18.51\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$ 、 $18.68\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$ 、 $18.84\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$  和  $19.27\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$ 。测量结果表明,扭转刚度随着压力增加而增大,且呈非线性分布,300kN 压力时的扭转刚度较 0 时增加  $0.76\text{N}\cdot\text{m}/(\text{°})$ (图 18)。弹性轴承受压扭转刚度增大的原因是压力增加了弹性轴承中部各橡胶层间的摩擦力,使其对扭转运动的阻碍增强。

### 5 并联机构多维力加载试验

上述用于弹性轴承的多维力加载装置仅能输出三维力载荷,所以作

者使用基于六自由度 6-PUS 并联机构验证其多维力加载能力,如图 19 所示。

加载机构安装于工作台上,需与模拟主轴连接并对其同时施加六维力载荷:  $F=[f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z]^T$ ,其中,三维力  $f_x, f_y, f_z$  和  $m_x, m_y, m_z$  力矩各分量相同,随时间  $t$  变化,其幅值分别为 200N 和  $10\text{N}\cdot\text{m}$ ,大小为:

$$f_x = f_y = f_z = \begin{cases} 10t & 0 \leq t < 20, 60 \leq t \leq 80 \\ -10t & 20 \leq t < 60 \end{cases}$$

$$m_x = m_y = m_z = \begin{cases} 0.5t & 20 \leq t < 20, 60 \leq t \leq 80 \\ -0.5t & 20 \leq t < 60 \end{cases}$$

使用力传感器实时反馈各方向的实际载荷,绘制如图 20 所示实际加载曲线和跟随误差曲线。如,沿  $x$ 、 $y$  和  $z$  轴的加载力误差最大值分别为 4.680N、2.636N 和 5.264N,处于幅值的 5% 以内;沿 3 轴的加载力矩误差最大值分别为  $0.652\text{N}\cdot\text{m}$ 、 $0.515\text{N}\cdot\text{m}$  和  $0.321\text{N}\cdot\text{m}$ ,约为幅值的 10%,均满足加载需要。由此可知,基于并联机构的多维力加载机构可以对待测目标施加六维力载荷,通过组合六维力载荷的不同分量可以实现多种多维力加载形式,有利于模拟实际工况的复杂载荷。

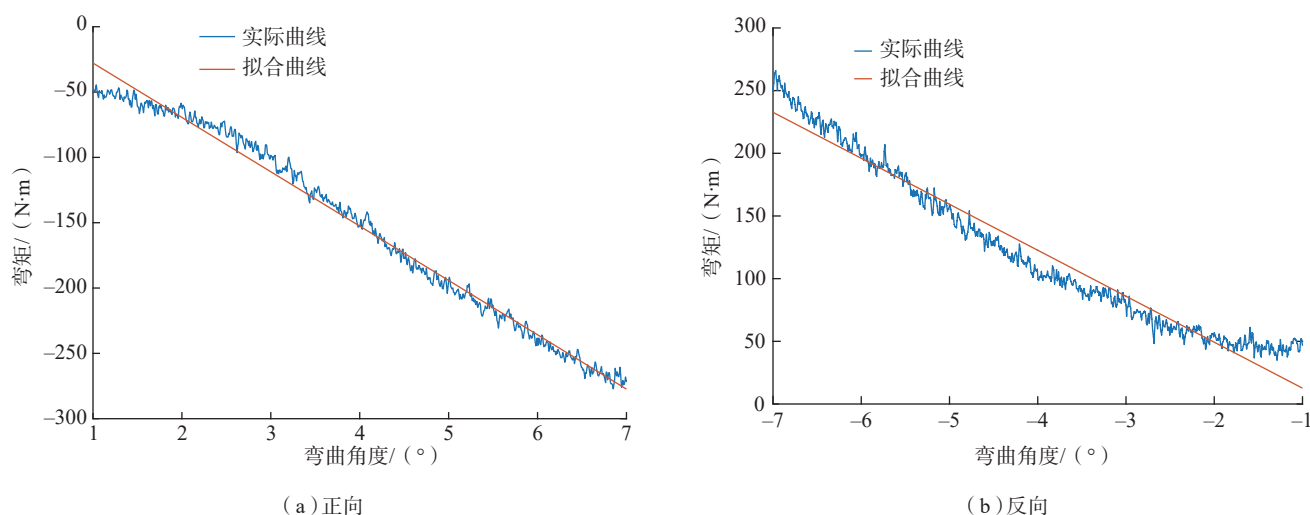


图17 多维力加载装置上的弯矩-弯曲角度曲线  
Fig.17 Bending moment-deformation curve obtained by multi-axis loading device

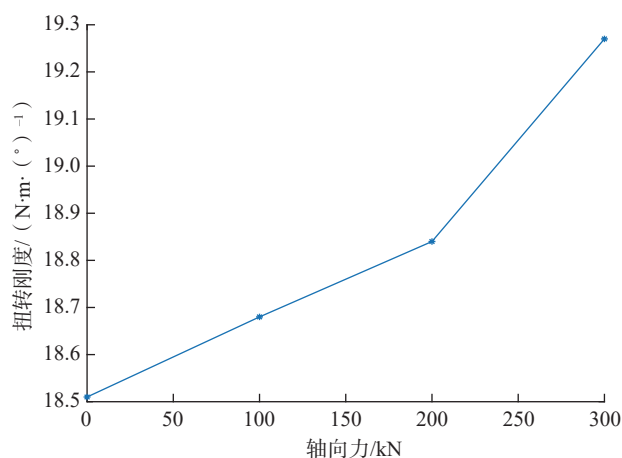


图18 不同轴向力下的扭转刚度特性  
Fig.18 Torsional stiffness under different compressions

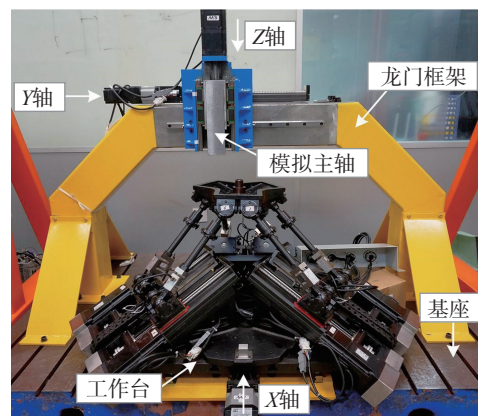
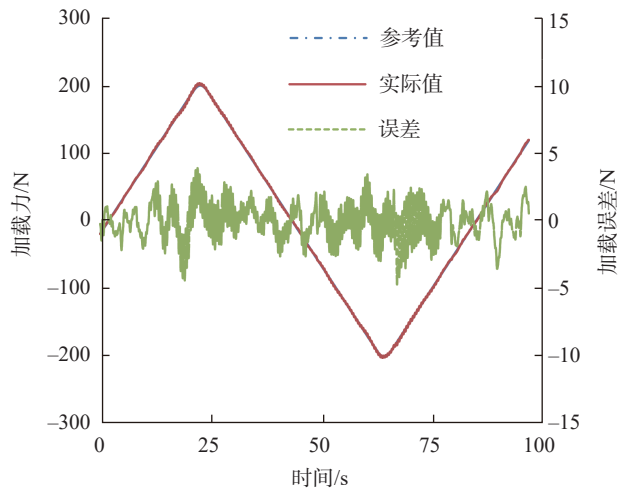
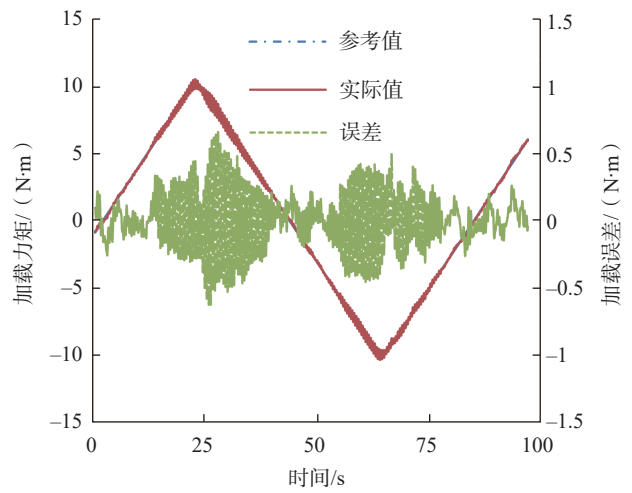


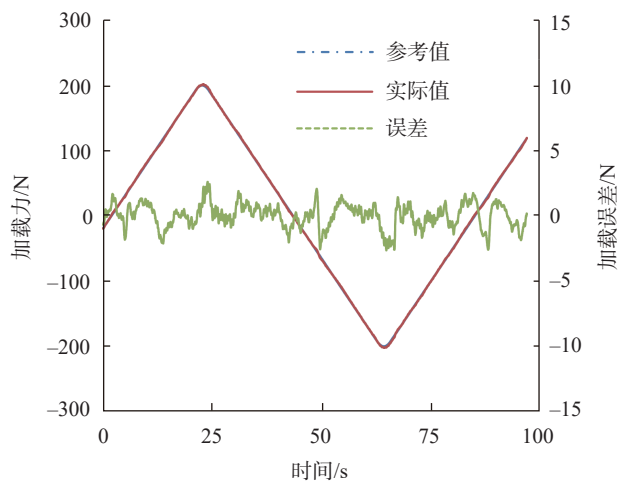
图19 基于6-PUS并联机构的多维力加载机构  
Fig.19 Multi-axis loading device based on 6-PUS parallel mechanism



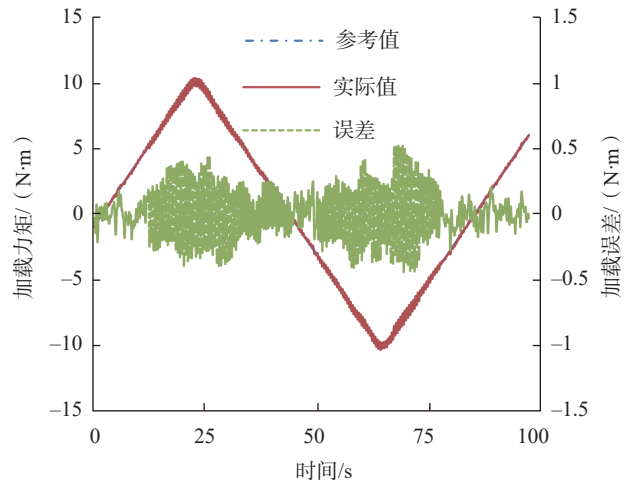
(a) x 轴加载力及误差



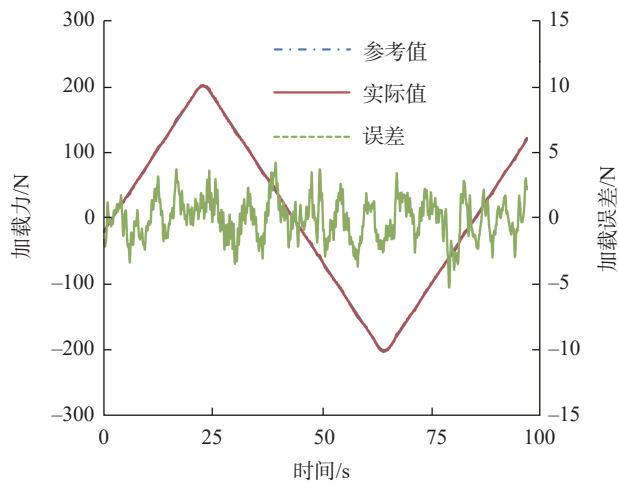
(b) x 轴加载力矩及误差



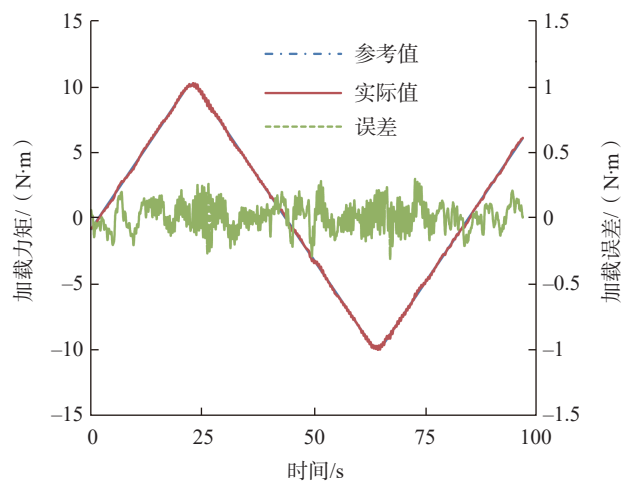
(c) y 轴加载力及误差



(d) y 轴加载力矩及误差



(e) z 轴加载力及误差



(f) z 轴加载力矩及误差

图20 六维三角波载荷加载试验

Fig.20 Six-dimensional triangular wave loading test

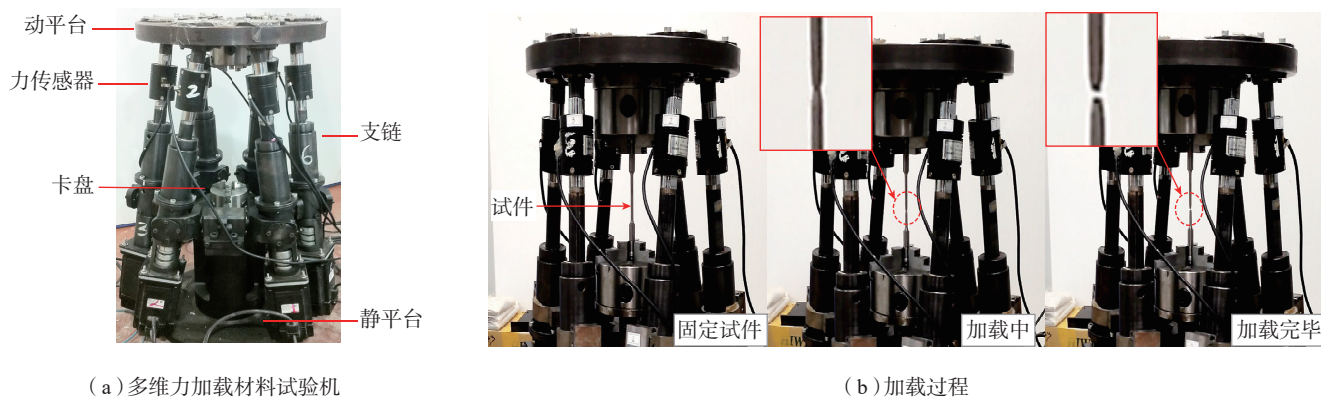


图21 多维力加载材料试验机及加载过程

Fig.21 Multi-axis loading material testing machine and its loading process

通过上述试验结果可知,使用多维力加载装置可以测试弹性轴承的压缩、弯曲和扭转刚度,仅需一次安装即可完成全部测量,测试效率高。相较于传统方法测试结果,压缩和扭转刚度的吻合度较好,弯曲刚度虽有一定偏差,但是在纯弯矩下测量,结果可信度好。另外,多维力载荷影响弹性轴承的刚度特性,在压扭复合加载下,弹性轴承的扭转刚度随压力增加而增大。最后,基于六自由度并联机构可研制出可输出多维力载荷的加载装置,具备模拟复杂受力环境的能力。

## 讨论

前文基于并联机构研制了多维力加载装置,可模拟航空关键部件的复杂工况载荷,准确测量其各项性能。该方法属于准静态加载过程,可拓展至多维力加载材料试验<sup>[19]</sup>;另外,也可通过设计力伺服控制算法完成对运动目标的多维力加载<sup>[16,20-21]</sup>。作者对上述两个研究方向也开展了初步探索。

### 1 多维力加载材料试验机

基于6-UPS并联机构研制了多维力加载材料试验机,如图21所示,可对材料试件施加拉(或压)、弯、扭组成的多维力载荷,模拟材料实际工况的复杂受力环境,准确测量其力学

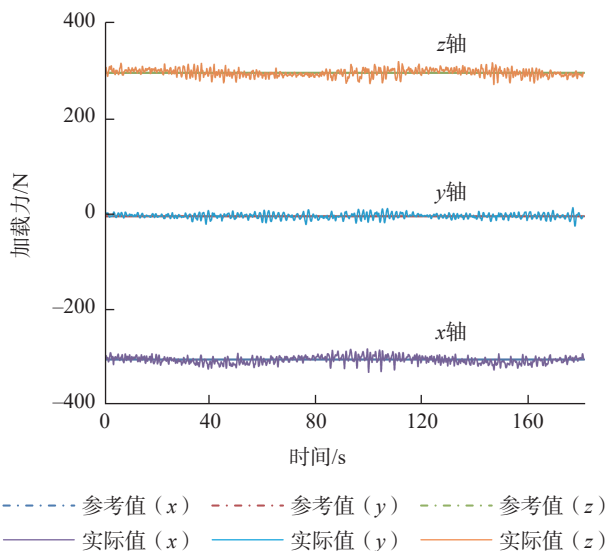


图22 机床主轴随动加载试验

Fig.22 Multi-axis loading for moving spindle of a machine tool

特性,并为轻量化设计提供准确的参考许用值。同时,通过多维力载荷下的失效材料,可进一步探索材料的失效机理,为零部件的安全服役和寿命预测提供参考依据。

在作者的前期探索中,发现多维力载荷对材料力学特性的影响:

(1) 2A12铝合金在拉弯扭组合加载下的实际屈服强度高于Von Mises理论分析结果<sup>[15]</sup>;

(2) 拉扭组合加载时,加载序列显著影响45钢的杨氏模量和剪切模量,实际屈服强度大于Von

Mises理论分析结果,偏差最大可至43.28%<sup>[22]</sup>;

(3) 陶瓷基复合材料在压扭组合加载时,断口形式异于单独压缩或扭转形成的断口。

### 2 面向运动系统的多维力随动加载装置

通过显示力控制方法,可以驱动并联机构对运动目标进行多维力随动加载,即并联机构实施跟随目标的空间运动,同时对其施加六维力载荷。作者使用图19所示的6-PUS并联机构对五轴联动数控机床

的主轴进行随动加载,模拟主轴在加工时所受切削力,为机床的精度保持性和可靠性测试,以及跑合和超载试验提供新的加载方法。试验中,机床主轴执行五轴联动进给运动,并联机构对主轴进行随动加载,实际加载力如图 22 所示,3 轴的加载力误差小于 5%,验证了随动加载方法的可行性。

多维力随动加载可模拟飞机起落架、涡轴发动机等运动系统的复杂受力环境,为开展准确的地面性能测试提供新的加载方法。

## 结论

本文面向航空关键部件的力学和疲劳性能测试提出了一种基于 6-SPS 并联机构的多维力加载装置,介绍理论和样机设计流程,构建控制算法和硬件系统,设计人机交互界面。以直升机弹性轴承为应用对象,测量其在压力、弯矩和扭矩载荷下的刚度特性,并与传统方法所得结果进行对比。同时,探索并联机构的多维力加载能力和弹性轴承在压扭载荷下的刚度变化规律。得出如下结论:

(1) 并联机构具备空间六自由度和六维力(三维力和三维转矩)加载能力,可以分别用于研制空间位移测量和多维力加载装置。

(2) 使用多维力加载装置所得弹性轴承的压缩和扭转刚度与传统方法所得结果接近,误差约 1% 和 5%;测量弯曲刚度时,可通过轨迹规划输出纯弯矩,但由于传统方法不是纯弯曲,所得结果与多维力加载装置所得存在约 20% 的偏差。

(3) 多维力载荷影响弹性轴承的刚度。在压扭复合加载中,弹性轴承的扭转刚度随预加压力的增大而增大。

(4) 加载装置的间隙影响加载的线性程度,使正向和逆向加载精度不同。

基于并联机构的多维力加载装置可根据实际工况对飞机轴承、航空机匣、发动机叶片、矢量发动机等关键部件和系统施加拉(压)力、弯矩和扭矩组成的多维力载荷,准确测试其各项性能,同时,也可实现多维力循环加载,为关键部件的疲劳寿命评估提供新的加载方法。

并联机构也可拓展至多维力加载材料试验机 and 面向运动系统的多维力随动加载装置,前者用于掌握复杂载荷下材料的力学特性,有利于安全准确地轻量化设计;后者用于模拟运动目标的复杂受力环境,例如数控机床主轴在加工时所受切削力,为飞机运动系统的地面载荷模拟和可靠性测试提供加载手段。今后,将进一步改善加载装置的精度和刚度,优化多维力测试和位移检测方法,提升多维力载荷下航空关键部件性能测试的准确性。

## 参考文献

[1] 黄晓东,王卫卫,蒋玮光. 直升机旋翼系统弹性轴承刚度特性试验方法研究[J]. 机械强度, 2012, 34(2): 270-273.

HUANG Xiaodong, WANG Weiwei, JIANG Weiguang. Research of stiffness characteristics test method for helicopter rotor system spherical thrust bearing[J]. Journal of Mechanical Strength, 2012, 34(2): 270-273.

[2] 王泽峰,李清龙. 直升机在俯冲拉起状态下的主桨叶实测载荷分析[J]. 航空科学技术, 2017, 28(10): 13-17.

WANG Zefeng, LI Qinglong. Analysis of measured main blade load while helicopter dive and pull-up[J]. Aeronautical Science & Technology, 2017, 28(10): 13-17.

[3] 李其汉,王延荣,王建军. 航空发动机叶片高循环疲劳失效研究[J]. 航空发动机, 2003, 29(4): 16-18.

LI Qihan, WANG Yanrong, WANG Jianjun. Investigation of high cycle fatigue failures for the aero engine blades[J]. Aeroengine, 2003, 29(4): 16-18.

[4] STEWART D. A platform with six degrees of freedom[J]. Proceedings of Institution

of Mechanical Engineers, 1965, 180(1): 371-386.

[5] MASTERS B P, CRAWLEY F E. Multiple degree-of-freedom force-state component identification[J]. AIAA Journal, 1994, 32(11): 2276-2285.

[6] 唐静芳. 六自由度力加载系统的建模与仿真[D]. 武汉: 华中科技大学, 2009.

TANG Jingfang. Modeling and simulation of six degrees of freedom force loading system[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2009.

[7] 吴乐彬. 基于电液伺服并联六自由度机构的广义负载模拟理论和实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2010.

WU Lebin. Research on theory and experiment of the generalized load simulator based on electro-hydraulic parallel 6 DOF manipulator[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2010.

[8] 吴剑. 基于并联六自由度电液伺服机构的单自由度力控制研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.

WU Jian. Research on single DOF force control based on electro-hydraulic parallel 6 DOF manipulator[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006.

[9] 尹鹏. 基于并联机构的多自由度力加载系统研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.

YIN Peng. Research on multi-DOF force loading system based on parallel mechanism[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015.

[10] 徐彬. 基于并联机构的多维力加载试验系统研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.

XU Bin. Research on the multi-DOF loading system based on parallel mechanism[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013.

[11] 王博,黄其涛. 正交并联多自由度加载试验系统研究[J]. 机电工程, 2016, 33(11): 1334-1338.

WANG Bo, HUANG Qitao. Loading test system of orthogonal parallel multi-degree-of-freedom[J]. Mechanical & Electrical Engineering Magazine, 2016, 33(11): 1334-1338.

[12] STOKES IA, GARDMEMORSE M, CHURCHILL D, et al. Measurement of a spinal motion segment stiffness matrix[J]. Journal of Biomechanics, 2002, 35(4): 517-521.

- [13] NIERENBERGER M, PONCELET M, PATTOFATTO S, et al. Multiaxial testing of materials using a Stewart platform: case study of the Nooru-Mohamed test[J]. *Experimental Techniques*, 2012, 38(2): 74–83.
- [14] FLOHIC J L, PARPOIL V, BOUISSOU S, et al. A 3D displacement control by digital image correlation for the multiaxial testing of materials with a Stewart platform[J]. *Experimental Mechanics*, 2014, 54(5): 817–828.
- [15] 孙永生. 材料的多维力加载技术及实验装备研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2012.
- SUN Yongsheng. Research on multi-axis loading test technology and equipment for material test[D]. Beijing: Beihang University, 2012.
- [16] 郭江真. 面向数控机床可靠性测试的多维力加载实验装备研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2016.
- GUO Jiangzhen. Multi-axis loading device for reliability tests of computer numerical control machine tools[D]. Beijing: Beihang University, 2016.
- [17] 王晓飞, 王进, 樊锐, 等. 并联机构动平台的六自由度位姿检测机构[J]. *工具技术*, 2018, 52(11): 126–128.
- WANG Xiaofei, WANG Jin, FAN Rui, et al. Pose detection mechanism based on six degree of freedom parallel mechanism platform[J]. *Tool Engineering*, 2018, 52(11): 126–128.
- [18] 刘芳华, 张星, 魏玉平, 等. 基于牛顿迭代的6-UPS并联机构运动学正解的研究[J]. *机械设计与制造*, 2013(5): 173–176.
- LIU Fanghua, ZHANG Xing, WEI Yuping, et al. The forward kinematics analysis of 6-UPS parallel mechanism based on Newton Iteration[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2013(5): 173–176.
- [19] GUO J Z, WANG D, FAN R, et al. Development of a material testing machine with multi-dimensional loading capability[J]. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 2016, 10(2): JAMDSM0017.
- [20] GUO J Z, WANG D, CHEN W Y, et al. Multi-axis loading device for reliability tests of machine tools[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2018, 23: 1930–1940.
- [21] GUO J Z, WANG D, LI T, et al. Triaxial loading device for reliability tests of three-axis machine tools[J]. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 2018, 49: 398–407.
- [22] ZHAO G H, LIU L B, WANG D, et al. Mechanical properties of AISI 1045 steel subjected to combined loads of tension and torsion[J]. *Experimental Techniques*, 2018, 42: 393–406.

通讯作者: 郭江真, 博士, 北京航空航天大学机械工程及自动化学院博士后, 研究方向为多维力加载理论及装备研究, E-mail: jzguo@buaa.edu.cn.

## A Multi-Axis Loading Device for Testing Key Components of Aircrafts

MI Rukun<sup>1</sup>, FAN Rui<sup>1</sup>, GUO Jiangzhen<sup>1</sup>, WANG Weiwei<sup>2</sup>, CHEN Wuyi<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. China Helicopter Research and Development Institute, Jingdezhen 333001, China)

**[ABSTRACT]** Most of the key components of aircrafts work in a complex loading environment that they are loaded by multi-axis force composed of tension or compression, bending moment and torque. The mechanical properties and fatigue life of key components have direct influence on the overall performance of the aeronautical system. Ensuring their safe and efficient service, it is necessary to test these properties under the load that close to the actual working conditions. In this paper, the elastomeric spheric thrust bearing (ESTB) is employed as the test object. Based on a 6-SPS parallel mechanism, a multi-axis loading device which is expected to simulate the ESTB's actual working condition is developed. This device can load the ESTB with combined loading of pressure, bending moment and torque, and test the stiffness of the ESTB. The geometric parameters of the loading device were designed and its prototype was presented. Tests for compression, bending and torsional stiffness were conducted by the multi-axis loading device. Compared with the results obtained by traditional testing methods, the compression and torsional stiffness are in good agreement, but the bending stiffness is deviated because the traditional method didn't eliminate the influence of axial force while applying bending moment. The tests prove multi-axis loading ability of the parallel mechanism. In addition, the stiffness characteristics of the ESTB under combined pressure-torque is initially explored. Finally, the applications of the parallel mechanism in material tests and loading moving targets are discussed, and a multi-axis loading theory system for material, component and system could be formed.

**Keywords:** Multi-axis loading; Quasistatic; Elastomeric spheric thrust bearing (ESTB); Stiffness; Parallel mechanism

(责编 铃兰)