

DOI: 10.3901/JME.2020.19.113

大负载高精度光栅拼接柔顺并联机构的设计方法*

吴石磊¹ 邵忠喜¹ 苏海军² 富宏亚¹

(1. 哈尔滨工业大学机电工程学院 哈尔滨 150001;
2. 俄亥俄州立大学机械与航空航天工程系 哥伦布 43210 美国)

摘要: 由于加工工艺的限制, 通常采用多块小口径光栅机械式拼接的方法来制备大尺寸光栅。为保证打靶成功, 要求光栅拼接机构可以实现纳米级的运动精度。基于压电陶瓷驱动的柔顺并联机构可以达到纳米级的运动精度, 但是柔性关节的引入降低了机构的承载能力。为解决柔顺并联机构中存在的“大负载”与“高精度”之间的矛盾, 引入驱动与承载单元解耦的思想, 基于约束设计法提出一种满足大口径光栅拼接机构大行程、大负载、高精度要求的新型光栅拼接柔顺并联机构, 该机构具有刚柔混合、串并混联、三面正交、单点支撑、存在一条恰约束被动支链的特点。为实现光栅拼接机构的高精度运动, 对设计的新型光栅拼接机构进行运动学分析, 并搭建试验系统测试拼接机构的运动精度。试验结果表明利用所提设计方法设计的光栅拼接柔顺并联机构能满足拼接机构的任务要求。

关键词: 光栅拼接; 柔顺并联机构; 大负载; 运动学分析

中图分类号: TH12

Structure Design Method of Complaint Parallel Mechanism for Grating Tiling with Heavy Load Capacity and High Precision

WU Shilei¹ SHAO Zhongxi¹ SU Haijun² FU Hongya¹

(1. School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001;
2. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, The Ohio State University, Columbus 43210, United States)

Abstract: Due to the limitation of the processing technology, the large-aperture grating is usually tiled by using mechanical tiling technique with small segments. In order to guarantee the success of target shooting, the grating tiling mechanism is required to achieve nano-scale motion accuracy. The compliant parallel mechanism actuated by piezoelectric can achieve nano-scale motion accuracy, however, flexible joints reduce the bearing capacity of the mechanism. To solve the contradiction between "heavy load" and "high precision" in the compliant parallel mechanism. A class grating compliant parallel mechanism with large stroke, heavy load capacity, high precision is proposed based on constraint-based method by decoupling driving and moving units. And, it has the characteristics of rigid-flexible hybrid, series-parallel hybrid, three orthogonal planes, single point supporting, and precisely constrained passive chain. To realize high precision motion, the kinematics analysis of the grating tiling mechanism was carried out. Finally, a series of experiments are carried out to test the motion accuracy. The experimental results show that the compliant parallel mechanism can meet the requirements of grating tiling tasks.

Key words: grating tiling; complaint parallel mechanism; heavy load capacity; kinematics analysis

0 前言

可控激光惯性约束核聚变被认为是解决世界

能源危机比较好的手段, 而大口径米量级光栅是能否实现可控激光惯性约束核聚变的关键。由于加工工艺的限制, 目前国内不能直接获得大口径米量级光栅, 无法满足可控激光惯性约束核聚变的任务需求。为解决这个问题, 科研工作者通常利用多块小口径光栅通过机械式拼接的手段来制

* 国家自然科学基金资助项目(51475114)。20200603 收到初稿, 20200805 收到修改稿

备大口径米量级光栅^[1-5]。机械式拼接光栅由一块固定的静光栅和几块安装在拼接机构上的动光栅组成。为保证打靶成功,可控激光惯性约束核聚变系统要求光栅拼接机构能够达到 nm (平移定位精度)和 μrad (旋转定位精度)级的运动精度。目前国外在拼接机构方面的技术比较成熟^[6-8],但由于拼接机构涉及国家的航天、国防、精密仪器等敏感领域,对于拼接机构设计方法、运动控制算法等敏感问题未见详尽报道。国内在拼接机构方面的研究主要采用串联机构,由于串联机构本身的精度、刚度较差,所以很难满足实际工程应用的要求。

光栅拼接机构的另一个解决方案是采用并联机构,并联机构的输出平台由多条支链支承,与串联机构相比负载能力强、刚度大、运动精度高。但是,受关节运动回程存在间隙、内部摩擦等因素的影响,传统刚性并联机构对运动精度的提升作用有限。为减少刚性并联机构运动精度的损失,科研人员利用柔性铰链代替并联机构运动支链上的刚性关节,设计出了柔顺并联机构^[9-11]。柔顺并联机构融合了柔性铰链与并联机构各自的优点能实现纳米级的运动精度。由于超高的运动精度,柔顺并联机构已广泛应用于各种位移放大器^[12-13],微机电系统^[14-15]和精密定位平台^[16-18]。

为设计出满足任务需求的柔顺并联机构,近二十年来许多学者提出了一系列的设计方法^[19-21],例如等效刚体替代法^[22],基于限制的约束设计法^[23-24]和基于旋量理论的自由度与约束空间拓扑综合法^[25-26]。柔顺并联机构可以实现纳米级的运动精度,但柔性关节的引入降低了机构的承载能力,严重影响机构的运动精度。现有的方法在设计柔顺并联机构时并没有考虑大负载的影响,不能直接应用于光栅拼接机构的设计。

综合以上分析,本文旨在提出一种满足大负载、高精度要求的新型光栅拼接柔顺并联机构的设计方法。首先,对机械式光栅拼接的原理进行分析,引入驱动与承载单元解耦的思想,基于约束设计法提出光栅拼接柔顺并联机构的设计方法。然后,根据拼接机构构型设计光栅拼接机构的机械结构,并对其逆运动学模型进行分析。最后,搭建试验系统对拼接机构的运动精度进行测试。

1 光栅拼接的原理

机械式拼接光栅由一块固定的静光栅和一块安

装在拼接机构上的动光栅组成,如图 1 所示。静光栅和动光栅间存在六维空间误差,但是沿光栅刻线方向的平移误差只影响拼接的有效面积,不影响拼接光栅的性能,所以可以忽略。光栅拼接机构的作用是调整动光栅的位姿让动光栅与静光栅的相对位姿达到 nm (平移定位精度)和 μrad (旋转定位精度)级的精度,使拼接后的静光栅和动光栅具有一块大光栅的性能。因此,需要对动光栅进行俯仰(θ_x)、偏摆(θ_y)、平动(Δ_z)和旋转(θ_z)调整,同时需要面内平动(Δ_x)调整动光栅和静光栅之间的间隙。为了使动光栅与静光栅之间达到 nm 和 μrad 级的定位精度,需要设计一种满足大负载、高精度要求的五自由度光栅拼接精密调姿机构。

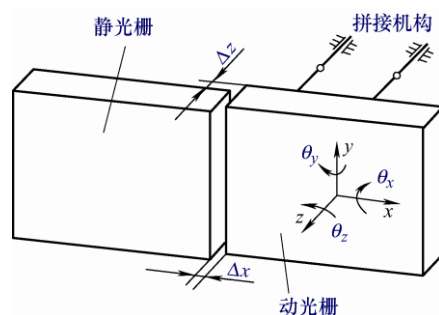


图 1 光栅拼接原理示意图

2 光栅拼接柔顺并联机构设计方法

2.1 基于约束设计法的拼接机构构型设计

基于柔性铰链的柔顺并联机构,可以实现 μrad 和 nm 级的定位精度。但由于柔性铰链的变形主要集中在铰链结构最薄弱的区域,为了防止发生塑性变形,基于柔性铰链的并联机构不能承受较大的负载力。通常柔顺并联机构的驱动支链同时也是承载支链,其柔性驱动支链承受输出平台的重力。由于柔性关节的引入降低了机构的承载能力,因此柔顺并联机构不能承受较大的负载力。为解决柔顺并联机构中存在的“大负载”与“高精度”之间的矛盾,引入驱动与承载单元解耦的思想。如图 2 所示 3SSP-PT 型三自由度柔顺并联机构,其由三条无约束的柔性驱动支链 SSP 和一条恰约束的刚性承载支链 PT 组成。无约束柔性支链实现机构三自由度运动,恰约束刚性承载支链承受机构的大部分重量,保证柔顺并联机构既能实现高精度运动,又能承受较大的负载。

为实现驱动与承载单元的解耦,采用约束设计法设计光栅拼接机构构型^[24-25]。约束设计法的基本

思想是在柔顺并联机构输出平台和基座之间引入一个 n 自由度($n \leq 5$)的约束支链, 同时在输出平台和基座之间增加 n 个六自由度运动支链, 如图 2 所示。柔顺并联机构输出平台的自由度和运动模式由约束支链决定, 而机构的瞬时位姿由 n 个六自由度的运动支链决定, 约束支链无驱动仅起到约束输出平台运动模式和承载的作用。

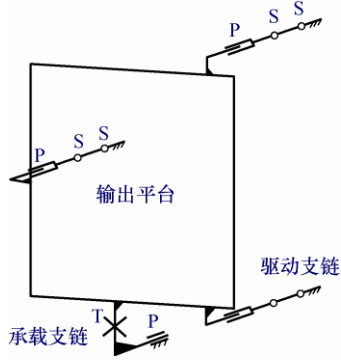


图 2 3SSP-PT 型柔顺并联机构简图

基于约束设计法的拼接机构构型设计的具体步骤如下。

(1) 根据并联机构输出平台的自由度和运动模式要求, 设计机构的约束支链。为了增加并联机构的承载能力, 将约束支链设计为刚性机构。孔宪文对并联机构运动模式进行了分类, 总结出与实际应用最相关的 13 种运动模式^[27], 并对各运动模式及对应的约束支链进行了详细分析。虽然对运动模式的分类不够完备, 但覆盖了与实际应用联系最密切的类型, 这些运动模式之间互斥。

(2) 设计与输出平台自由度相同数量的六自由度运动支链。为了提高并联机构的运动精度, 将运动支链设计成柔性机构。同时, 要求运动支链能实现对输出平台自由度和运动模式的控制。

(3) 利用约束支链和运动支链将输出平台和基座连接起来, 然后根据具体要求合理安排配置。由于正交机构具有运动学关系清晰、解耦性好的优点, 能够实现约束支链和运动支链的解耦^[28], 因此将约束支链和运动支链设计成相互正交、单点支撑的布局形式, 每条支链平行于输出平台的运动方向。

六自由度运动支链类型非常多, 难以一一列举。但柔性关节数越少, 误差积累越小, 机构的刚度越大, 因此通过对运动副的替换, 采用复合铰链使柔性关节数减少, 得到六自由度运动支链的类型如表 1 所示。表中柔性支链类型的第一个字母表示与基座相连的柔性铰链类型, 最后一个字母表示与输出

平台相连的柔性铰链类型。例如 PSS 表示主动支链通过柔性移动副 P 与基座相连, 柔性球副 S 与输出平台相连。

表 1 主动支链的类型

自由度	柔性关节	柔性支链类型
6	P, S, S	PSS, SSP, SPS
	P, T, S	PTS, STP, SPT
	R, S, S	RSS, SSR, SRS
	R, T, S	RTS, STR, SRS

由表 1 可以看出主动支链的驱动副为柔性移动副 P 和柔性转动副 R。由于压电陶瓷具有精度高, 响应快和输出力大等优点, 被广泛应用于各种微定位平台、微操作机器人和精密调姿装置等精密机械和机器人领域。因此, 高精度运动支链的驱动副通常选择柔性移动副 P。为了方便加工制造, 通常选择柔性球副 S 作为主动支链的转动副。最终六自由度运动支链类型如图 3 所示, 可以根据实际设计需要, 选择合适的运动支链类型。

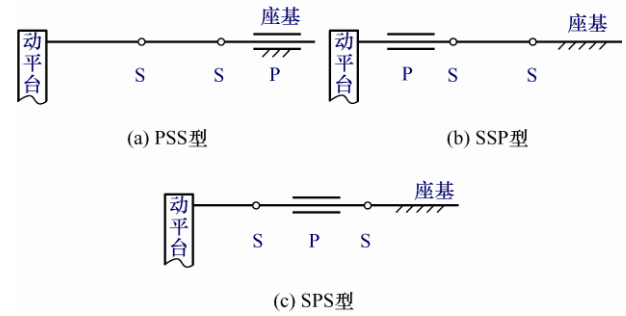


图 3 六自由度运动支链类型

为了设计柔性正交并联机构, 引入关联矩阵 T 来描述正交机构输入/输出之间的关系^[28]

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \alpha \\ \beta \\ \lambda \end{bmatrix} = T \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \\ p_5 \\ p_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} & T_{13} & T_{14} & T_{15} & T_{16} \\ T_{21} & T_{22} & T_{23} & T_{24} & T_{25} & T_{26} \\ T_{31} & T_{32} & T_{33} & T_{34} & T_{35} & T_{36} \\ T_{41} & T_{42} & T_{43} & T_{44} & T_{45} & T_{46} \\ T_{51} & T_{52} & T_{53} & T_{54} & T_{55} & T_{56} \\ T_{61} & T_{62} & T_{63} & T_{64} & T_{65} & T_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \\ p_5 \\ p_6 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中, x 、 y 、 z 分别表示沿 x 轴、 y 轴、 z 轴的平移运动; α 、 β 、 λ 分别表示绕 x 轴、 y 轴、 z 轴的旋转运动; p_i 代表第 i 条运动支链的输入量。 T_{ij} 是第 i 输入与第 j 输出之间的关系系数。如果 $T_{ij}=0$, 表示第 i 输入与第 j 输出不相关; 如果 $T_{ij}=1$, 表示第 i 输入与第 j 输出相关。

根据以上的描述, 对于如图 4 所示的六自由度正交并联机构, 其关联矩阵可以表示为

$$\begin{bmatrix} x \\ \lambda \\ z \\ \alpha \\ \beta \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \\ p_5 \\ p_6 \end{bmatrix} \quad (2)$$

从式(2)可以看出, 机构输入/输出可以分为三组。支链1和支链2组成第一组, p_1 和 p_2 只控制输出位移 x 和 λ ; 第二组是支链3、支链4和支链5, 输出位移 α 、 β 和 z 只与输入量 p_3 、 p_4 和 p_5 有关; 第三组是支链6, 输出位移 y 只与输入位移 p_6 相关。为了方便设计, 规定一个输出位移最多能与三个输入量相关。处于相同组中的支链相互平行, 不同组中的支链相互正交, 并且每条支链平行于输出平台的运动方向。

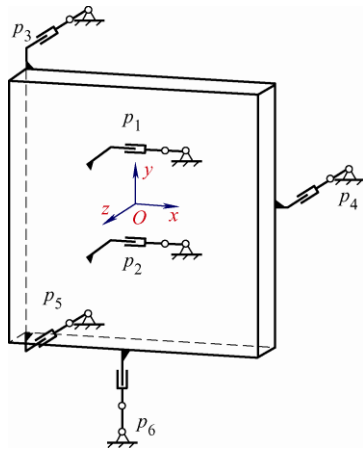


图4 六自由度正交并联机构

需要注意的是上述基于约束设计法的拼接机构构型设计, 可以用来设计满足大负载和高精度要求的任意自由度的柔性拼接机构, 这些拼接机构的自由度等于约束支链的自由度。

基于约束设计法的五自由度光栅拼接柔顺并联机构构型设计流程如图5所示。首先由光栅拼接的原理可知光栅拼接机构的运动模式是进行俯仰(θ_x)、偏摆(θ_y)、面内旋转(θ_z)、沿 x 轴平动(A_x)和沿 z 轴平动(A_z)五个自由度的位姿调整。根据孔宪文对运动模式的分类, 选择机构的约束支链类型为PPS型。然后, 设计五条SSP型六自由度运动支链。对于五自由度的正交并联机构, 其关联矩阵的类型如图6所示。根据五自由度拼接机构的运动模式(三转动、两平动)和约束支链与运动支链解耦的原则, 选择图6a中的关联矩阵为五自由度光栅拼接机构的关联矩阵, 并添加机构的输入和输出变量。最后, 根据输入与输出间的关联关系, 确定五条SSP型运动支链

的方向和位置。将运动支链和约束支链设计成三面正交、单点支撑的布局形式并绘制机构简图。对于光学设计中常用的三自由度(两转动、一平动)镜架拼接机构, 同样基于约束设计法可以得到满足大负载、高精度要求的拼接机构构型, 其具体形式如图2所示。

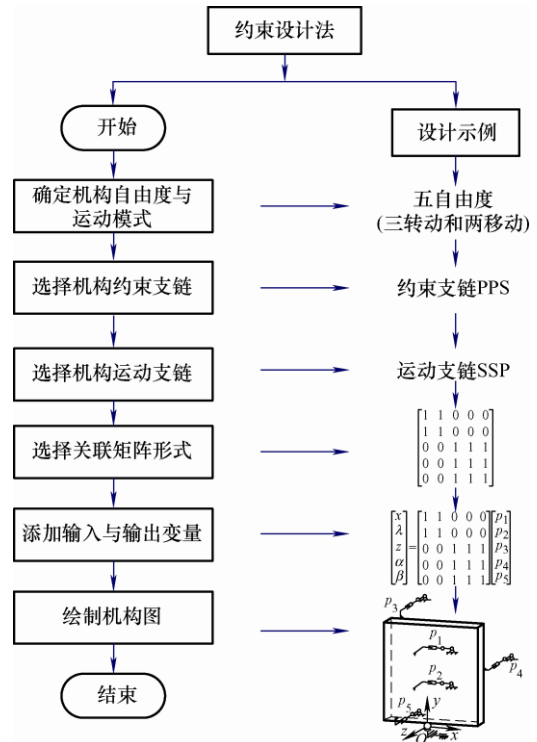


图5 基于约束设计法的光栅拼接机构构型设计流程图

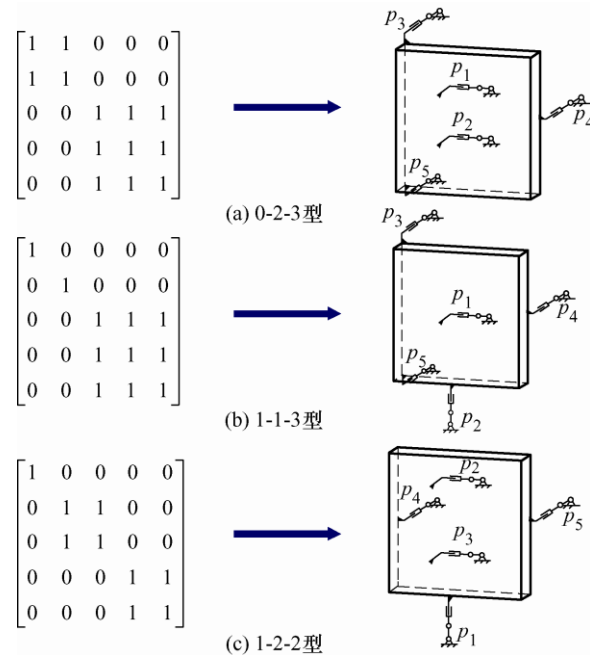


图6 五自由度正交并联机构关联矩阵类型

综合以上分析,为满足机械式光栅拼接机构大负载、高精度的设计要求,引入驱动与承载单元解耦的思想,基于约束设计法提出一种具有刚柔混合、三面正交、单点支撑、存在一条恰约束被动支链特点的 5SSP-PPS 型光栅拼接精密调姿机构,拼接机构的具体构型如图 7 所示。

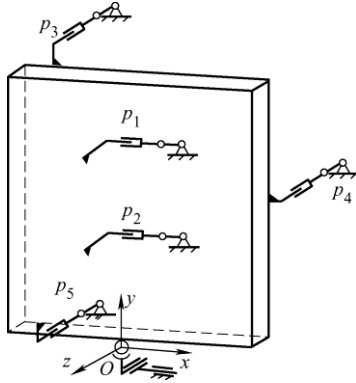


图 7 5SSP-PPS 型光栅拼接机构示意图

光栅拼接机构要求在毫米级的运动范围内达到纳米级的定位精度。基于压电陶瓷驱动的柔顺并联机构可以达到纳米级的定位精度。但是压电陶瓷很难满足光栅拼接机构毫米级的运动范围要求。为此引入宏/微双驱动串联的设计思想。宏动并联机构实现动光栅的大行程、粗调整,采用步进电动机作为驱动元件,微动并联机构实现动光栅的小行程、精密调整,采用压电陶瓷作为驱动元件,二者串联组成光栅拼接机构驱动单元。根据六自由度运动支链类型和宏/微双驱动的要求,拼接机构的主动支链类型为 PSSP 型。将与输出平台相连的驱动副 P 去除,改造为宏动并联机构的 PSS 主运动支链。将与基座相连的驱动副 P 去除,改造为微动并联机构的 SSP 主运动支链,各运动支链类型见图 8。

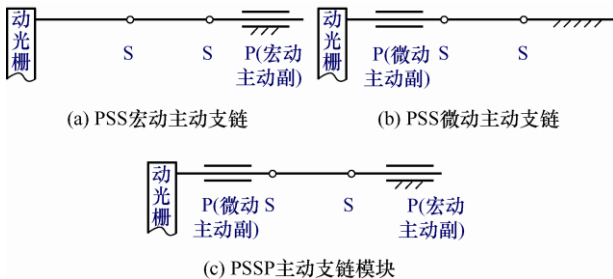


图 8 光栅拼接机构主动支链示意图

将 5SSP-PPS 型光栅拼接精密调姿机构的主动支链替换为 PSSP 型,可以得到满足大行程、

大负载、高精度要求的光栅拼接机构构型,如图 9 所示。

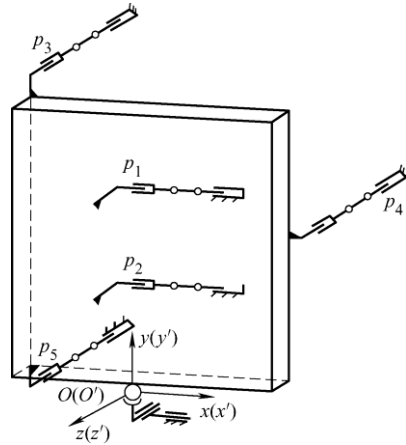


图 9 5PSSP-PPS 型光栅拼接机构示意图

2.2 拼接机构的结构设计

5PSSP-PPS 型光栅拼接机构构型主动支链如图 10 所示。5PSS-PPS 型宏动并联机构的主动支链采用真空步进电动机驱动丝杠螺母的驱动副 P; 5SSP-PPS 型微动并联机构的主动支链采用压电陶瓷和柔性铰链相结合的驱动副 P; 两者之间的柔性轴提供两个球副 S。依次将微动驱动副、柔性轴和宏动驱动副串联起来组成主动支链。其中,微动驱动副与动光栅相连,宏动驱动副与基座相连。PPS 型约束支链由支撑钢球及垂直安装的二维精密导轨组成,起定位、导向和支撑的作用。如图 11 所示,球面副 S 采用高精度的钢球,移动副 P 采用高精度的直线导轨,摩擦因数极小,可以认为约束支链能实现近似无摩擦的转动和平动。最后将主动支链机构和约束支链按照图 9 的布局进行组装,得到如图 12 所示 5PSSP-PPS 型光栅拼接机构三维模型。

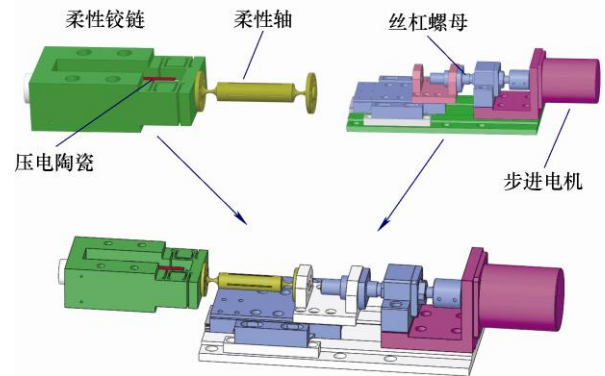


图 10 主动支链结构图

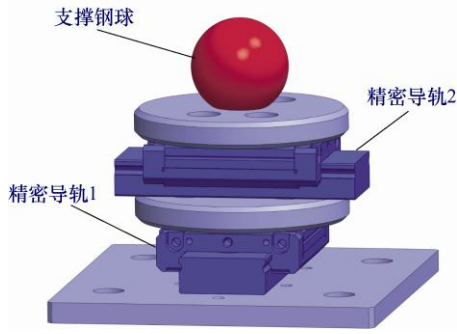


图 11 约束支链结构图

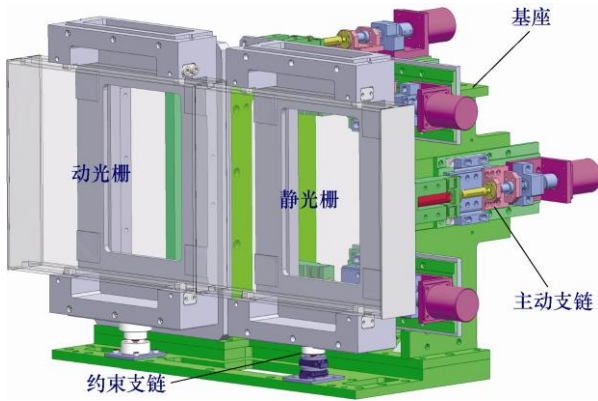


图 12 5PSSP-PPS 型光栅拼接机构三维模型

3 光栅拼接机构逆运动学分析

光栅拼接机构的逆运动学分析是拼接机构运动控制的基础。为了实现光栅拼接机构的高精度运动，对新型光栅拼接机构进行逆运动学分析。光栅拼接机构的参考坐标系 $oxyz$ 的坐标原点建立在被动链支撑钢球的中心，参考坐标系 $oxyz$ 与动坐标系 $o'x'y'z'$ 在初始位置完全重合，各坐标轴方向如图 9 所示。

3.1 宏动拼接机构逆运动学分析

5PSSP-PPS 型光栅拼接机构可以实现空间的三维转动和两维移动，因此拼接机构的动光栅位移输出可用矢量表示为

$$\mathbf{x} = (\Delta_x, \Delta_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z)^T \quad (3)$$

机构的运动输入为各运动支链驱动副的位移，可用矢量表示为

$$\mathbf{p} = (p_1, p_2, p_3, p_4, p_5)^T \quad (4)$$

5PSSP-PPS 型光栅拼接机构的逆运动学模型是在已知动光栅的位姿 $\mathbf{x} = (\Delta_x, \Delta_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z)^T$ 的情况下，求解机构中各移动副需要施加的驱动位移 $\mathbf{P} = (P_1, P_2, P_3, P_4, P_5)^T$ 。

光栅拼接机构运动时，首先利用宏动机构实现动光栅的粗调整。如图 13 所示，宏动拼接机构驱动

动光栅从位姿 1 运动到位姿 2。主动支链上与动光栅相连的球副 $\mathbf{A}_i(a_{ix}, a_{iy}, a_{iz}, 1)^T$ 相对于动光栅固定，球副 \mathbf{A}_i 随着动光栅运动到 $\mathbf{A}'_i(a'_{ix}, a'_{iy}, a'_{iz}, 1)^T$ ，球副 \mathbf{A}'_i 可以表示为

$$\mathbf{A}'_i = \mathbf{T}\mathbf{A}_i \quad (5)$$

式中， \mathbf{T} 是动坐标系相对于参考坐标系的坐标变换矩阵。

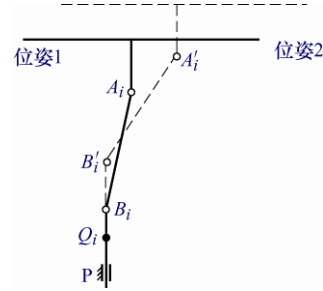


图 13 宏动拼接机构逆运动学示意图

主动支链上与基座相连的球副 $\mathbf{B}_i(b_{ix}, b_{iy}, b_{iz}, 1)^T$ 沿着移动副的运动轴线运动到 $\mathbf{B}'_i(b'_{ix}, b'_{iy}, b'_{iz}, 1)^T$ 。在移动副 \mathbf{P} 的运动轴线上除 \mathbf{B}_i 外任选一点 $\mathbf{Q}_i(q_{ix}, q_{iy}, q_{iz}, 1)^T$ ，设 $\mathbf{Q}_i\mathbf{B}_i$ 的杆长为 d_0 ， $\mathbf{Q}_i\mathbf{B}'_i$ 的杆长为 d_i 。各移动副的驱动位移可以表示为

$$P_i = d_i - d_0 \quad (6)$$

由于在动光栅运动过程中，球副 \mathbf{A}_i 和 \mathbf{B}_i 之间的距离不变，即

$$|\mathbf{B}_i\mathbf{A}_i|^2 = (a'_{ix} - q_{ix} - d_i \cdot \mathbf{j}_{ix})^2 + (a'_{iy} - q_{iy} - d_i \cdot \mathbf{j}_{iy})^2 + (a'_{iz} - q_{iz} - d_i \cdot \mathbf{j}_{iz})^2 \quad (7)$$

式中， \mathbf{j}_{ix} 、 \mathbf{j}_{iy} 和 \mathbf{j}_{iz} 是矢量 $\mathbf{Q}_i\mathbf{B}'_i$ 的方向矢量。

求解上式可得

$$d_i = \frac{-b_i \pm \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i} = \frac{-b_i \pm \sqrt{b_i^2 - 4c_i}}{2} \quad (8)$$

其中各系数的表达式如下

$$\begin{cases} a_i = \mathbf{j}_{ix}^2 + \mathbf{j}_{iy}^2 + \mathbf{j}_{iz}^2 = 1 \\ b_i = -2((a'_{ix} + q_{ix})\mathbf{j}_{ix} + (a'_{iy} + q_{iy})\mathbf{j}_{iy} + (a'_{iz} + q_{iz})\mathbf{j}_{iz}) \\ c_i = (a'_{ix} - q_{ix})^2 + (a'_{iy} - q_{iy})^2 + (a'_{iz} - q_{iz})^2 - |\mathbf{B}_i\mathbf{A}_i|^2 \end{cases} \quad (9)$$

式(8)可以得到两个可行的解，但是考虑到拼接机构运动的连续性，一般会取较小值。将式(8)代入式(6)，可得宏动拼接的逆运动学模型

$$p_i = \frac{-b_i - \sqrt{b_i^2 - 4c_i}}{2} - d_0 \quad (10)$$

3.2 微动拼接机构逆运动学分析

当宏动拼接机构调整到微动拼接机构运动范围

后, 宏动机构锁紧固定, 然后利用微动拼接机构实现动光栅的高精度控制。如图 14 所示, 微动拼接机构驱动动光栅从位姿 2 运动到位姿 3。主动支链上与基座相连的球副 $B_i(b_{ix}, b_{iy}, b_{iz}, 1)^T$ 位置固定。在动光栅相连的主动副 P 的运动轴线上除点 $A_i(a_{ix}, a_{iy}, a_{iz}, 1)^T$ 外任选一点 $N_i(n_{ix}, n_{iy}, n_{iz}, 1)^T$, 点 N_i 相对于动光栅的位置固定。动光栅从位姿 2 运动到位姿 3, 点 N_i 随动光栅运动到 $N'_i(n'_{ix}, n'_{iy}, n'_{iz}, 1)^T$, 点 N'_i 可坐标按式(5)计算。设 $N_i A_i$ 的方向矢量为 $(j'_{ix}, j'_{iy}, j'_{iz}, 0)^T$, 则 $N'_i A'_i$ 的方向矢量为 $(j'_{ix}, j'_{iy}, j'_{iz}, 0)^T$ 可以表示为

$$[j'_{ix}, j'_{iy}, j'_{iz}, 0]^T = Tr[j_{ix}, j_{iy}, j_{iz}, 0]^T \quad (11)$$

式中, Tr 是动坐标系相对于参考坐标系的旋转变换矩阵。

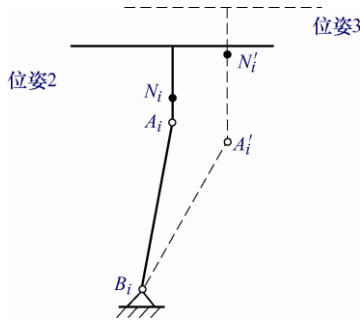


图 14 微动拼接机构逆运动学示意图

设 $N_i A_i$ 的杆长为 d_0 , $N'_i A'_i$ 的杆长为 d_i , 各移动副的驱动位移可以表示为

$$P_i = d_i - d_0 \quad (12)$$

由于在动光栅运动过程中, 球副 A_i 和 B_i 之间的距离不变, 即

$$|B_i A_i|^2 = (n'_{ix} + d_i \cdot j'_{ix} - b_{ix})^2 + (n'_{iy} + d_i \cdot j'_{iy} - b_{iy})^2 + (n'_{iz} + d_i \cdot j'_{iz} - b_{iz})^2 \quad (13)$$

式中, j'_{ix} 、 j'_{iy} 和 j'_{iz} 是方向矢量 $N'_i A'_i$ 的方向矢量。

求解上式可得

$$d_i = \frac{-b_i \pm \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i} = \frac{-b_i \pm \sqrt{b_i^2 - 4c_i}}{2} \quad (14)$$

其中各系数的表达式如下

$$\begin{cases} a_i = j_{ix}^2 + j_{iy}^2 + j_{iz}^2 = 1 \\ b_i = 2((n'_{ix} - b_{ix})j'_{ix} + (n'_{iy} - b_{iy})j'_{iy} + (n'_{iz} - b_{iz})j'_{iz}) \\ c_i = (n'_{ix} - b_{ix})^2 + (n'_{iy} - b_{iy})^2 + (n'_{iz} - b_{iz})^2 - |B_i A_i|^2 \end{cases} \quad (15)$$

将式(14)代入(12), 可得微动拼接的逆运动学模型

$$p_i = \frac{-b_i - \sqrt{b_i^2 - 4c_i}}{2} - d_0 \quad (16)$$

4 光栅拼接机构运动精度试验

为了验证设计的光栅拼接机构的性能, 搭建了如图 15 所示的光栅拼接机构试验样机, 并对其运动精度进行测试。由于光栅拼接机构能实现纳米量级的运动精度, 试验环境中振动等因素会影响试验结果的准确性, 因此测试试验在恒湿、恒温和高洁净度的洁净间进行。试验过程中利用 MT2502 海德汉长度计和 ND280 数显单元来测量拼接机构的直线运动精度, 其分辨率可达 1 nm。采用昂科 Collapex AC300 数显自准直仪测量拼接机构的旋转运动精度, 分辨率为 0.01 角秒。试验系统如图 15 所示, 由拼接样机、反射镜、长度计和自准直仪等组成。由于光栅容易受损且价格昂贵, 试验中使用同等质量的铝块代替进行试验。

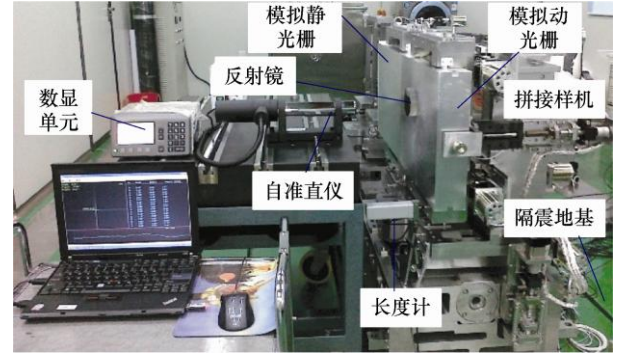


图 15 拼接机构试验系统

采用上一小节推导的微动拼接机构逆运动学模型编写控制算法。试验过程中分别在负极限, 零点和正极限位置, 按 $0.2 \mu\text{rad}/\text{步}$ 的频率步进 20 次。通过测量值的平均值、标准差和相对平均误差来评价运动精度。从测试结果中, 可以发现沿 x 轴和 z 轴能达到 $20 \text{ nm}/\text{步}$ 的运动精度。拼接机构绕 x 轴、 y 轴和 z 轴的运动精度分别如表 2、表 3、表 4 所示。

表 2 绕 x 轴旋转的测试结果

位置	平均值/ μrad	标准差	相对平均误差(%)
负极限	0.209	0.046	4.40
零点	0.205	0.032	2.70
正极限	0.211	0.035	5.45

表 3 绕 y 轴旋转的测试结果

位置	平均值/ μrad	标准差	相对平均误差(%)
负极限	0.205	0.041	2.60
零点	0.199	0.030	0.60
正极限	0.204	0.034	2.05

表 4 绕 z 轴旋转的测试结果

位置	平均值/ μrad	标准差	相对平均误差(%)
负极限	0.206	0.031	3.00
零点	0.209	0.044	4.45
正极限	0.210	0.043	5.00

从测试结果可以发现,利用约束设计法设计的光栅拼接机构在推导的运动控制算法的控制下可以实现 $0.2 \mu\text{rad}/\text{step}$ 的运动精度,其相对平均误差小于 5.5%。标准差相对较小,说明拼接机构具有良好的步进均匀性。拼接机构运动精度误差产生原因主要有以下几个方面,一是柔性轴和柔性铰链的制造误差和安装误差;二是运动控制算法没有考虑柔性单元弹性变形对机构运动的影响;三是自准直仪分辨率为 0.01 角秒,存在不可避免的误差。

为了进一步说明所提设计方法的可行性,将本文设计的光栅拼接机构与国外拼接机构的运动精度和拼接尺寸进行对比,如表 5 所示。

表 5 拼接机构性能对比

研究单位	机构运动精度	光栅尺寸/(mm×mm)
耶拿大学 ^[6]	40 nm; $0.4 \mu\text{rad}$	350×190
罗切斯特大学 ^[7]	130 nm; $0.2 \mu\text{rad}$	410×430
CEA CEST ^[8]	50 nm; $1 \mu\text{rad}$	450×420
本文	20 nm; $0.2 \mu\text{rad}$	430×350

从对比结果可以看出,本文利用约束设计法设计的光栅拼接机构在运动精度和拼接尺寸上具有一定的优势。这说明本文所设计的新型光栅拼接柔顺并联机构具有运动精度高、承载能力强的特点,可以满足光栅拼接的任务需求。

5 结论

本文引入驱动与承载单元解耦的思想,基于约束设计法提出了一种大负载、高精度拼接机构的设计方法。

(1) 利用该方法,设计了具有刚柔混合、串并混联、三面正交、单点支撑、存在一条恰约束被动支链的新型五自由度光栅拼接柔顺并联机构。

(2) 针对新型拼接机构的特点,研究了光栅拼接机构的逆运动学模型。

(3) 设计了试验检测系统,对拼接机构的运动精度进行了测试。测试结果表明拼接机构可以达到 $0.2 \mu\text{rad}/\text{步}$ (转动)、 $20 \text{ nm}/\text{步}$ (平动)的运动精度。

本文提出的基于约束设计法的光栅拼接机构设计方法,为大行程、大负载、高精度拼接机构的设计提供了新的思路和方法。后续工作将围绕光栅拼接机构的优化设计、运动静力学建模和稳定性控制

展开研究。

参 考 文 献

- [1] BAI Qingshun, LIANG Yingchun, CHENG Kai, et al. Design and analysis of a novel large-aperture grating device and its experimental validation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B, Journal of Engineering Manufacture, 2013, 227(9): 1349-1359.
- [2] SHAO Zhongxi, WU Shilei, WU Jinguo, et al. A novel 5-DOF high-precision compliant parallel mechanism for large-aperture grating tiling[J]. Mechanical Sciences, 2017, 8(2): 349-358.
- [3] 邵忠喜, 韩德东, 周维江, 等. 机械式光栅拼接稳定性全闭环控制技术研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(10): 205-212.
SHAO Zhongxi, HAN Dedong, ZHOU Weijiang, et al. Research on the full closed-loop control technology to the stability of the mechanical grating tiling[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(10): 205.
- [4] 邵忠喜, 吴石磊, 富宏亚. 一种新型大口径光栅拼接柔性定位机构刚度分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(13): 117-125.
SHAO Zhongxi, WU Shilei, FU Hongya. Stiffness analysis of a novel flexible positioning mechanism for large-aperture grating tiling[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(13): 117-125.
- [5] WANG Yong, LIU Zhigang, BO Feng, et al. Design and control of an ultra-precision stage used in grating tiling[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 20(1): 1-4.
- [6] HORNUNG M, BÖDEFELD R, SIEBOLD M, et al. Alignment of a tiled-grating compressor in a high-power chirped-pulse amplification laser system[J]. Applied optics, 2007, 46(30): 7432-7435.
- [7] QIAO J, KALB A, GUARDALBEN M J, et al. Large-aperture grating tiling by interferometry for petawatt chirped pulse amplification systems[J]. Optics Express, 2007, 15(15): 9562-9574.
- [8] Blanchot N, Bar E, Behar G, et al. Experimental demonstration of a synthetic aperture compression scheme for multi-petawatt high-energy lasers[J]. Optics express, 2010, 18(10): 10088-10097.
- [9] 邱丽芳, 王晶琳, 刘宁宁. 基于拉力带参数的 IST-LEJ 设计与分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(13): 94-101.
QIU Lifang, WANG Jinglin, LIU Ningning. Design and analysis of IST-LEJ based on tension band parameters[J].

- Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(13): 94-101.
- [10] XIE Zhongtian, QIU Lifang, YANG Debin. Design and analysis of a variable stiffness inside-deployed lamina emergent joint[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 120: 166-177.
- [11] 李佳杰, 陈贵敏. 柔性二级差动式微位移放大机构优化设计[J]. 机械工程学报, 2019, 55(21): 21-28.
- LI Jiajie, CHEN Guimin. Optimal design of a compliant two-stage differential displacement amplification mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(21): 21-28.
- [12] CHEN Guimin, MA Yakun, LI Jiajie. A tensural displacement amplifier employing elliptic-arc flexure hinges[J]. Sensors & Actuators A Physical, 2016, 247(247): 307-315.
- [13] LI Jiajie, CHEN Guimin. A general approach for generating kinetostatic models for planar flexure-based compliant mechanisms using matrix representation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 129: 131-147.
- [14] WANG Ruizhou, ZHANG Xianmin. Optimal design of a planar parallel 3-DOF nanopositioner with multi-objective[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 112: 61-83.
- [15] WANG Nianfeng, ZHANG Zhiyuan, ZHANG Xianmin, et al. Optimization of a 2-DOF micro-positioning stage using corrugated flexure units[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 121: 683-696.
- [16] WANG Nianfeng, LIANG Xiaohe, ZHANG Xianmin. Stiffness analysis of corrugated flexure beam used in compliant mechanisms[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(4): 776-784.
- [17] WANG Nianfeng, ZHANG Zhiyuan, Yue FUE Fan, et al. Design and analysis of translational joints using corrugated flexural beams with conic curve segments[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 132: 223-235.
- [18] 王念峰, 张志远, 张宪民, 等. 三种两自由度柔顺精密定位平台的性能对比与分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(13): 102-109.
- WANG Nianfeng, ZHANG Zhiyuan, ZHANG Xianmin, et al. Performance comparison and analysis of three 2-DOF compliant precision positioning stages[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(13): 102-109.
- [19] 于靖军, 郝广波, 陈贵敏, 等. 柔性机构及其应用研究进展[J]. 机械工程学报, 2015, 51(13): 53-68.
- YU Jingjun, HAO Guangbo, CHEN Guimin, et al. State-of-art of compliant mechanisms and their applications[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(13): 53-68.
- [20] 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.
- [21] 李海洋, 郝广波, 于靖军, 等. 空间平动柔性并联机构的系统设计方法研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(13): 57-65.
- LI Haiyang, HAO Guangbo, YU Jingjun, et al. Systematic approach to the design of spatial translational compliant parallel mechanisms[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(13): 57-65.
- [22] MURPHY M D, MIDHA A, HOWELL L L. The topological synthesis of compliant mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 1996, 31(2): 185-199.
- [23] BLANDING D L. Exact constraint: Machine design using kinematic principle[M]. New York: ASME Press, 1999.
- [24] HAO Guangbo, KONG Xianwen. A structure design method for compliant parallel manipulators with actuation isolation[J]. Mechanical Sciences, 2016, 7(2): 247-253.
- [25] SU Haijun, DOROZHNIKIN D V, VANCE J M. A screw theory approach for the conceptual design of flexible joints for compliant mechanisms[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2009, 1(4): 041009.
- [26] YU Jingjun, LI Shouzhong, PEI Xu, et al. Type synthesis principle and practice of flexure systems in the framework of screw theory part I: General methodology[C]// 2010 ASME International Design Engineering Conference, Aug. 15-18, 2010, Montreal, Canada. New York: ASME, 2010: DETC2010-28783.
- [27] KONG Xianwen, GOSSELIN C M. Type synthesis of parallel mechanisms[M]. Springer, 2007.
- [28] YUE Yi, GAO Feng, GE Hao. The reducible design of 6-DOF parallel micro manipulator based on screw theory[C]// 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México, 19-25 June, 2011: 117-185.

作者简介: 吴石磊, 男, 1991年出生, 博士研究生。主要研究方向为柔性机构建模、精密定位机器人系统。

E-mail: wushilei2009@163.com

富宏亚(通信作者), 男, 1963年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为纤维铺放技术, 复合材料缠绕成型技术和精密非数控设备研制等。

E-mail: hongyafu@hit.edu.cn