

单位代码： 10300

南京信息工程大学

本科毕业论文（设计）



题 目 平面并联三自由度柔性铰链机器人设计

学生姓名： 张胤启

学 号： 202183240027

专 业： 机器人工程

学 院： 自动化学院

指导教师： 项升

二〇二五年五月

郑重声明

本人以“求实 创新”的科学精神从事科学研究工作，所呈交的论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。本论文尽我所知，所有测试、数据和相关材料均真实有效；文中除引文和致谢内容外，未抄袭其他人或其他机构已经发表或撰写过的研究成果。与我一同工作同志对本研究所做的贡献均已在论文中作了声明并表示谢意。

本人毕业论文及涉及相关资料若有不实，愿意承担一切相关的法律责任。

论文作者签名： 张胤启

签字日期： 2025.6.6

论文使用授权说明

本人授权南京信息工程大学可以保留并向国家有关部门或机构送交论文和电子文档；允许论文被查阅和借阅；可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索；可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编本学位论文。不可用于任何非法用途。论文的公布（包括刊登）授权南京信息工程大学办理。

论文作者签名： 张胤启

签字日期： 2025.6.6

指导教师签名： 顾升

签字日期： 2025/6/6

目 录

一、绪论.....	1
1.1 背景及研究意义.....	1
1.2 国内外主动光学补偿系统研究现状.....	1
1.3 柔性铰链原理及特性.....	4
1.4 并联机构原理及特性.....	5
二、柔性并联机器人结构设计.....	7
2.1 总体设计思路.....	7
2.2 移动副设计.....	8
2.2.1 移动副整体设计.....	8
2.2.2 线性驱动器设计.....	8
2.3 动平台设计.....	10
三、柔性并联机器人运动学和动力学分析.....	11
3.1 关键部件及整机的有限元分析.....	11
3.1.1 有限元模型模型建立.....	11
3.1.2 动平台有限元仿真.....	12
3.1.3 柔性铰链有限元仿真.....	13
3.1.4 整机有限元仿真.....	14
3.2 机构运动学建模与分析.....	17

3.2.1 机构运动学数学建模	17
3.2.2 逆解运动学	18
3.2.3 使用 Matlab 搭建运动学仿真.....	18
3.2.4 仿真结果分析	20
四、试验验证和结果分析	24
4.1 实验平台搭建与校准	24
4.1.1 实验平台搭建	24
4.1.2 实验平台搭建	24
4.1.3 实验平台校准	26
4.2 驱动副重复定位精度测试	27
4.3 驱动副运动分辨率测试	27
4.4 整机位移测试	29
4.5 试验结果分析与讨论	31
五、结论与展望	31
5.1 本文研究总结	31
5.2 存在的不足	31
5.3 后续研究展望	32
参考文献	33
致 谢	36

平面三自由柔性铰链并联机器人设计

张胤启

南京信息工程大学自动化学院，江苏 南京 210044

摘要：在望远镜的观测过程中，姿态变化和环境温度波动等外部因素会引起结构变形，导致主镜与次镜之间出现相对位移，从而产生光学失调误差，影响成像质量。为实现对这些误差的主动补偿，本文设计了一种基于柔性铰链与并联机构的平面三自由度主动光学补偿系统。该系统充分结合了并联机构高刚度、高精度、大负载和结构紧凑的优势，以及柔性铰链无间隙、无摩擦、响应灵敏的特点，在有限空间内实现了对大质量镜片的高精度位移与姿态调整控制。设计结果表明，该补偿结构能够有效修正由于结构变形引起的光学误差，提升望远镜系统在复杂工况下的成像稳定性与精度。

关键词：主动光学补偿，柔性铰链，并联机构，望远镜变形，光学误差修正

Design of a planar three-freedom flexible joint parallel robot

Yinqi Zhang

NUIST Nanjing 210044 China

Abstract: During telescope observation, structural deformation caused by attitude changes and environmental temperature fluctuations can lead to relative displacement between the primary and secondary mirrors, resulting in optical misalignment errors that affect imaging quality. To actively compensate for these errors, this paper proposes a compensation system based on a flexible hinge and parallel mechanism. The system leverages the advantages of parallel mechanisms, such as high stiffness, high precision, large load capacity, and compact structure, as well as the characteristics of flexible hinges, including zero clearance, frictionless motion, and high responsiveness. Within a limited space, it enables precise displacement and orientation adjustments of heavy optical elements. The design results demonstrate that the proposed system can effectively correct optical errors caused by structural deformation, thus enhancing the imaging stability and accuracy of the telescope under complex working conditions.

Keywords: Active Optical Compensation; Flexible Hinge; Parallel Mechanism; Telescope Deformation; Optical Error Correctio

一、绪论

1.1 背景及研究意义

随着天文观测精度要求的不断提高，大型光学望远镜逐渐朝着大口径、高分辨率、高稳定性的方向发展^[1]。然而，在实际观测过程中，望远镜受到姿态变化、重力变形和环境温度变化等因素影响，其光学系统易发生微小但关键的结构变形，导致系统成像质量下降^[2]。为提高光学性能，主动光学补偿技术应运而生，其核心在于通过高精度控制机构实时修正镜片姿态和位置偏差，从而实现了对光学误差的动态补偿^[3]。从原理上讲，光学系统的失调误差主要包括离焦和彗差。离焦误差通常通过沿光轴方向调整次镜位置进行补偿；而彗差的校正则需要 x 、 y 平面内移动次镜，并配合 x/y 方向的角度调节来实现补偿^[4]。本文由于上级机构提供了光轴方向上的移动和 x 、 y 轴方向上旋转，因此只需要实现 x 和 y 方向上的移动既可以补偿失调偏差。

传统的刚性结构补偿机构如 Stewart 具有高精度，刚度大，高承载力等优势，现已广泛用于各类主动补偿机构^[5]，但是大型光学望远镜在观测时常常保持倾斜姿态，这种姿态带来的重力变化需要补偿机构具有较高的侧向刚度，以虎克铰链为代表的传统并联机构难以满足现代望远镜对微米级位移、大负载和有限安装空间条件下的补偿需求。柔性铰链与并联机构的融合为主动光学补偿提供了新的解决思路。柔性铰链具有无间隙、无摩擦、高重复性等优点，适用于高精度场合^[6]，广泛应用于精密调整机构，压电陶瓷驱动器，机器人等领域^[7-10]；并联机构则具备高刚度、大承载力和优良的动态性能，能够在有限空间内实现多自由度的精准控制^[11]。因此，设计一种基于柔性并联结构的主动补偿系统，不仅可以显著提升望远镜的成像稳定性和观测精度，同时也具有重要的工程应用价值和学术研究意义。

1.2 国内外主动光学补偿系统研究现状

随着现代天文望远镜口径的不断增大，其结构复杂度和对成像精度的要求也随之提高。主镜与次镜在观测过程中易受到姿态变化、重力变形和环境热变形等因素影响，进而产生波前畸变，严重影响成像质量^[2]。为此，主动光学补偿技术成为提升望远镜性能的重要手段。早在 20 世纪 80 年代，欧洲南方天文台（ESO）在推进甚大望远镜（VLT，Very Large Telescope）项目过程中，率先成功应用了基于六足位移台（Stewart 平台）的

主动光学系统，标志着该技术在天文望远镜中的实用化迈出了关键一步^[12]。位于智利的维拉·鲁宾天文台（Vera C. Rubin Observatory）集成了以六足位移台（Hexapod）为核心的主动光学系统，该系统结合波前传感器实现对光学元件的高精度位姿调节，从而有效补偿因重力和环境变化引起的光学误差，保障了成像质量的稳定性与准确性^[13]。目前，国外多个大型望远镜如 Keck^[14]、Subaru^[15]及 GMT^[16]等均已集成高精度的主动补偿系统。

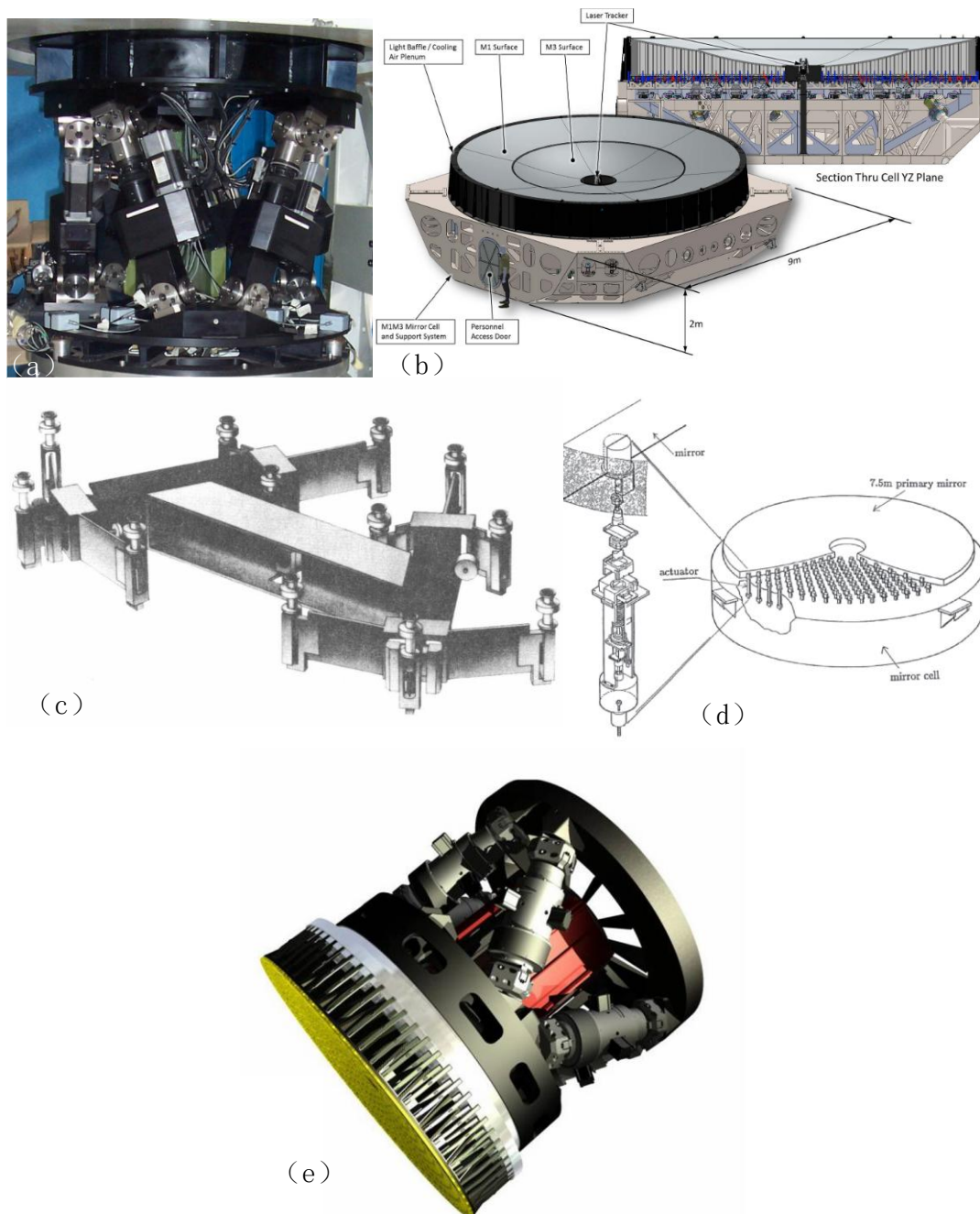


图 1.1 国外天文望远镜主动光学补偿系统 (a) VLT (b) 维拉·鲁宾 (c) Keck (d) Subaru (e) GMT

国内在该领域起步相对较晚，但近年来发展迅猛。中国科学院长春光机所的于阳等人提出了一种基于柔性铰链的并联调整机构，具备高侧向刚度和微米级精度，高侧向刚度可以抵挡重力变化带来的位移，微米级精度可以对镜片进行精密调整。研究团队构建了该机构的运动学模型和刚度模型，并建立刚柔耦合仿真系统，深入分析了柔性铰链对系统精度的影响。使用高精度光栅尺等测量工具对该机构进行测量，结果表明，小位移精度达到亚微米级，大位移精度与仿真结果相符，误差保持在微米级，且机构侧向刚度超过 $60 \text{ N}/\mu\text{m}$ ，满足地基望远镜对成像精度的需求^[17]。此外，卢保伟等人针对车载望远镜对次镜桁架高度的限制，提出将次镜桁架与 Hexapod 平台相结合，设计了一种新型动态调整结构，用以取代传统 Hexapod 平台。该结构通过调整次镜室与环梁间的次镜桁架实现次镜位姿调节，成功将望远镜总高度降低了 327mm ^[18]。南京航空航天大学的程颖等人开发了一种新型 3SPS+3(SP-U)六自由度微动并联支撑机构，用于副镜支承，并设计并分析了两种柔性铰链。实验样机的极限平移误差为 $85\mu\text{m}$ ，极限转动误差为 $33.9''$ 。其沿三个轴向的最大平移范围为 $\pm 3\text{mm}$ ，初始位置处的最大转角为 $\pm 1^\circ$ 。通过激光位移传感器测试，获得样机的平移重复定位精度为 $0.2\mu\text{m}$ ，转动重复精度为 $0.2''$ 。^[19]

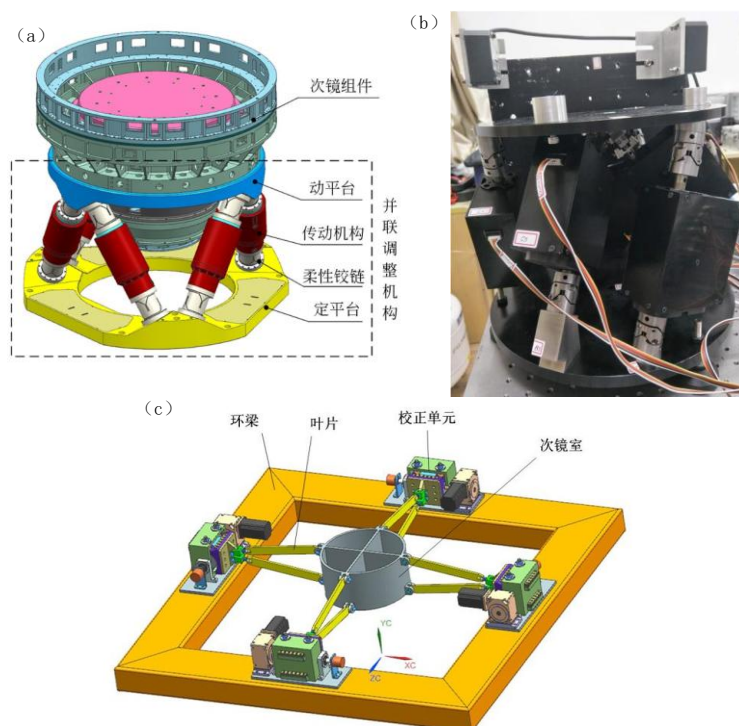


图 1.2 国内天文望远镜主动光学补偿系统 (a) 中科院长春光机所于阳等人设计的并联调整机构 (b) 南京航空航天大学程颖等人设计的新型 3SPS+3(SP-U)六自由度微动并联机构 (c) 中科院长春光机所卢宝伟等人设计的车载望远镜调整机构

总体来看，尽管当前国内外在柔性并联结构及主动补偿控制方面已有一定研究基础，但使用平面三自由度柔性铰链并联机器人进行高精度主动补偿的工程实践仍较为有限。因此，开展适用于复杂空间环境下的大负载、高精度柔性并联补偿平台的设计研究，具有重要的理论意义和工程价值。

1.3 柔性铰链原理及特性

柔性铰链是一种利用材料自身弹性实现运动的结构形式，具有无摩擦、无间隙和高重复定位精度等优点，广泛应用于微小位移和高精度场景^[20]。相较于传统的刚性铰链（如销轴、轴承等），柔性铰链在结构上没有活动连接件，运动通过弹性体的局部形变实现，从而避免了传统运动副在工作中产生的磨损、反向间隙和润滑需求。传统铰链依赖于机械配合，容易因间隙和摩擦造成定位误差，且在高频或微小运动条件下表现出有限的稳定性与寿命，而柔性铰链则通过一体式结构实现无摩擦连续运动，具有良好的动态响应性能和疲劳寿命^[21]。

此外，柔性铰链因其结构紧凑、易于集成等特点，特别适用于空间受限的精密装置，如光学补偿平台、微定位系统以及微纳操作设备。在精密光学系统中，柔性铰链可以显著提升机构运动的稳定性和可控性，有效避免由于结构间隙或温度变化引起的误差积累。因此，柔性铰链在高精度并联机器人结构中具有显著的应用优势，是实现主动补偿与高精度控制的重要基础组件^[22]。

柔性铰链从类型上通常分为弯曲梁型（notch-type）、十字交叉型（cross-strip）、扭转簧片式（Twist-reed）、复合铰链（compound hinge）四种类型，如图 1.3 所示。

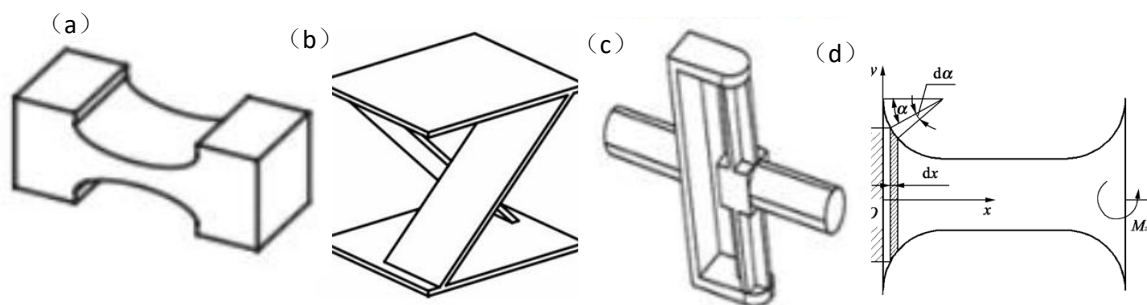


图 1.3 四种常见柔性铰链示意图 (a) 弯曲梁型铰链^[23] (b) 十字交叉型^[24] (c) 扭转簧片式^[25] (d) 复合铰链式^[26]

由于主动光学补偿系统需要极高的精度和耐用性且安装空间紧凑，本设计需要一款精度高，空间紧凑，稳定性强的柔性铰链。弯曲梁型铰链通常可弯曲角度小，且应力集中容易产生金属疲劳^[23]，显然不符合本设计的需求。扭动簧片式铰链 z 轴高度有最小长度限制^[25]，在有限的安装空间内很难保证且无法和机械结构进行很好的融合，故不选择。复合铰链是多种铰链进行组合复合设计的铰链，体积较大^[26]，无法在有限的空间内安装。而十字交叉型铰链空间紧凑，仅由两个交叉的弹簧片组成，可以很好的融合进结构设计，且应力分布均匀，稳定性高，经过优化设计可有效改善轴漂大问题，达到较高的精度和线性度。所以综上所述，十字交叉型铰链符合本设计的需求，故采用。

1.4 并联机构原理及特性

并联机构是一种由多个运动支链将动平台与固定基座连接形成闭环链的机构，其动平台的运动依赖于各支链的协同驱动来实现。通过改变各支链的运动参数如关节角度和连杆长度实现末端平台运动^[27]。相比于串联机构，并联机构由于其封闭链结构与多支链并行驱动的特点，具备更高的结构刚度、运动稳定性以及定位精度^[28]。此外，驱动器可集中布置于基座一侧，有利于减小动平台的负载和系统整体体积，使其具备结构紧凑、响应迅速等优点。基于上述特性，并联机构被广泛应用于机器人技术、精密定位系统及航空航天等高精度领域^[29]。因此，并联机构结构形式符合本设计对高稳定性与高精度的应用需求。

本设计旨在构建一种具备平面三自由度（即：绕 z 轴的旋转和 xy 平面的平移运动）并联机构。平面三自由度并联机构一般由三个开式运动链组合而成。三个链均匀分布在动平台周围。一般每个开式链由三个低副运动副组合而成，低副常选用旋转副和移动副。所以，依据排列组合理论上存在八种平面三自由度机构，即 RRR、RRP、RPR、PRR、RPP、PRP、PPR、PPP（P 代表移动副，R 代表旋转副）。其中 PPP 构型由于不能提供对动平台转动方向约束，使系统处于欠约束状态^[30]，所以一般不予考虑。一般平面三自由度的每一个开链中只有一个驱动副，所以有 21 种并联机构组合。但是，当一个开链中只有一个转动副且该转动副为驱动副时，该系统自由度只有一个。若只考虑基准点上关节或靠近基准点的关节作为驱动副，且去掉初始状态为奇异位型的 PPR 构型，常见的平面三自由度并联机构可分为以下类型：RRR 型、PRR 型、RPR 型、RRP 型、RPP 型、PRP 型及 PPR 型^[31]，如图 1.4 所示。其中 RPR 型又可分为 $\underline{R}PR$ 型和 $R\underline{P}R$ 型。

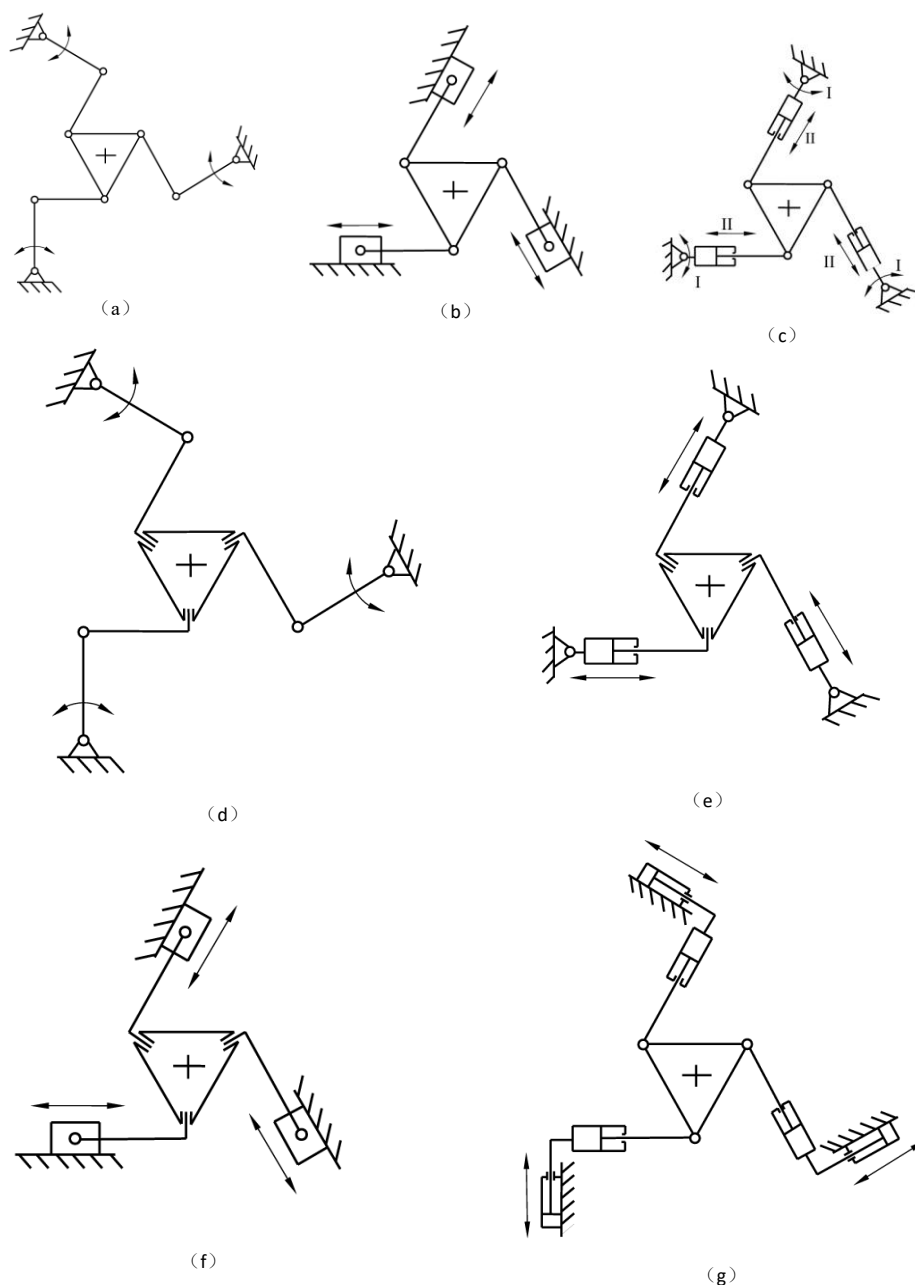


图 1.4 常见平面三自由度并联机构类型机构简图^[32] (a) $\underline{R}RR$ 型 (b) $\underline{P}RR$ 型 (c) I 为 $\underline{R}PR$ 型, II 为 $\underline{R}PR$ 型 (d) $\underline{R}RP$ 型 (e) $\underline{R}PP$ 型 (f) $\underline{P}RP$ 型 (g) $\underline{P}PR$ 型

可见, $\underline{R}PR$ 型并联机构能在有限的安装空间内, 通过滚珠丝杠加电机驱动方式驱动移动副实现高精度位移, 并且该结构的轴向刚度和侧向刚度也较好, 能够有效的抵抗望远镜倾斜观测位姿带来的重力变化。综上所述, 结合十字交叉型柔性铰链特性, $\underline{R}PR$ 型平面三自由度并联机构更符合本设计需求。

二、柔性并联机器人结构设计

2.1 总体设计思路

本设计需求为负载 200kg 下,重复定位精度可达微米级,侧向刚度和轴向刚度较强,设计需要结构尽可能紧凑。依据上述选型,本设计机构简图如图 2.1 所示,其中,动平台半径 r 为 226.49mm,基准点半径 R 为 259.8mm,移动副长度范围为 221-231mm。

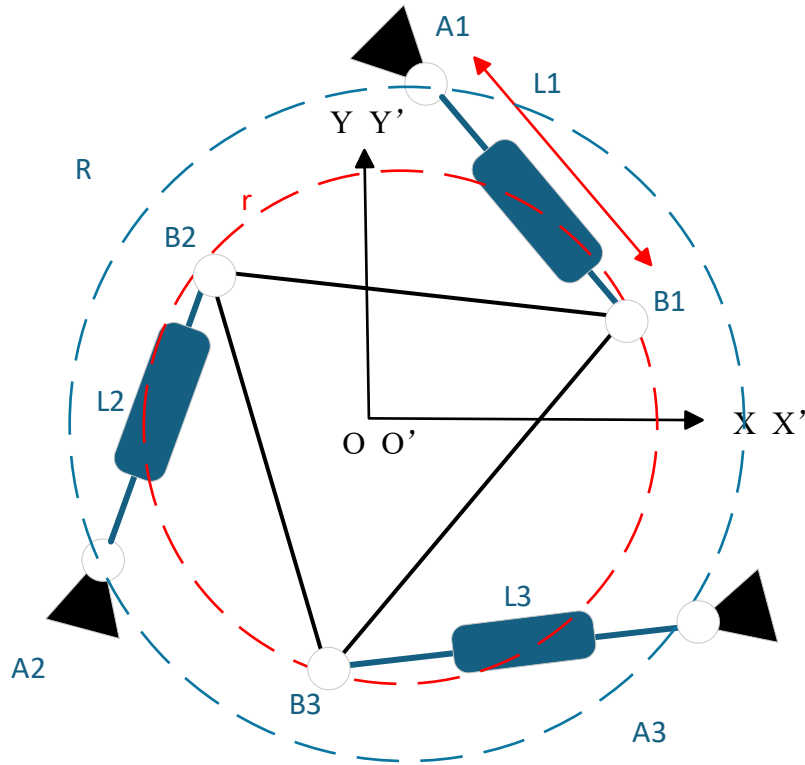


图 2.1 本设计机构简图

本设计由三个移动副 (L_1 - L_3), 六个旋转副 (A_1 - A_3 , B_1 - B_3), 一个动平台 ($B_1B_2B_3$), 三个固定支点 (A_1 , A_2 , A_3) 组成。其中, 移动副采用电机驱动滚珠丝杠的方式实现线性驱动, 该方式具有良好的单向性与重复定位精度, 能够满足高精度控制要求。旋转副部分则引入十字交叉型柔性铰链结构, 以有效消除机械铰链在装配或运动过程中产生的间隙, 从而提高机构整体的运动精度和刚性。

为实现系统的闭环控制和移动副位置检测, 除利用电机本体编码器获取电机转动角度外, 每个移动副上还增设一个 LVDT (Linear Variable Differential Transformer) 位移传感器, 用于实时检测移动副的直线位移量。LVDT 属于直接检测位移量, 可以避免电机

编码器由于滚珠丝杠带来的回差。这种传感器冗余设计不仅提升了位置检测的精度与可靠性，也为后续的误差补偿与控制策略提供了有效的反馈信息支持。

2.2 移动副设计

2.2.1 移动副整体设计

线性执行器机构如图 2.2 所示，该机构由联臂、线性驱动器、两个互相平行导轨、导轨滑块、推杆、LVDT 传感器及其安装支架。其中，线性驱动器和平行导轨安装在联臂上，三者再与推杆相连。平行导轨负责确保推杆运行直线性和承受推杆的受力，线性驱动器负责驱动推杆前后移动，这样设计使得推杆的受力和驱动解耦，线性驱动器不承受外部力，确保了系统的运行精度和刚度。同时，在联臂的其中一侧安装 LVDT，负责测量推杆的直线位移量，为后续的补偿算法提供反馈。

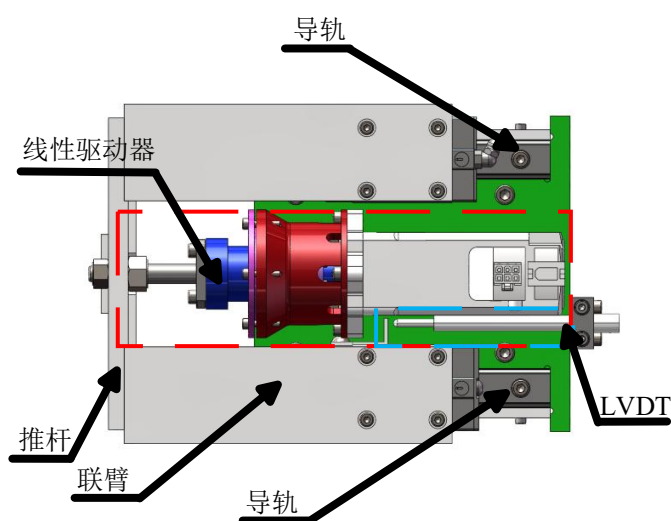


图 2.2 移动副结构图

2.2.2 线性驱动器设计

线性驱动器由电机、电机安装支架、轴承安装支座、轴承内侧压板、两个角接触轴承、轴承外侧压板、丝杆螺母连接件，滚珠丝杆，螺帽组成，如图 2.3 所示。

为实现移动副的驱动控制，电机安装支架固定安装于移动副的联臂上，其一侧用于安装电机，另一侧用于固定轴承安装支架。电机通过平键与丝杆螺母连接件实现刚性连接，螺帽固定于丝杆螺母连接件外侧，丝杆螺母的另一端与移动副的推杆连接，从而实现

现线性驱动传动。

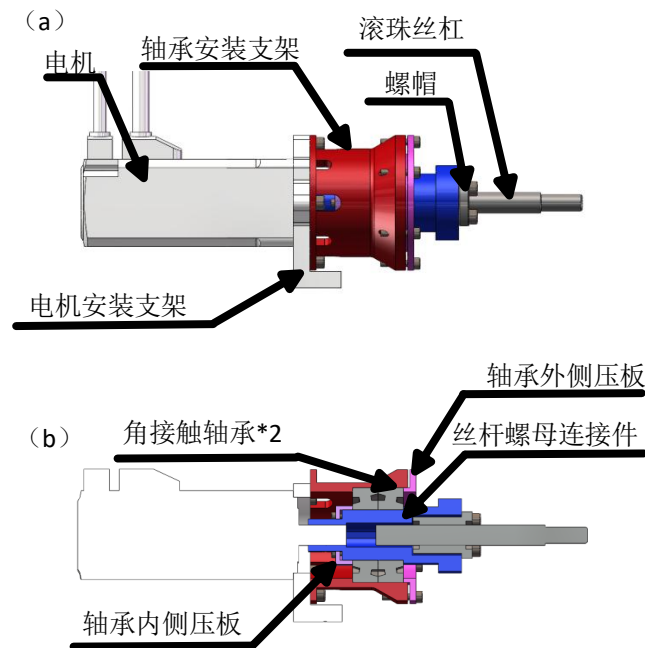


图 2.3 线性驱动器结构示意图 (a) 线性驱动器侧视图 (b) 线性驱动器沿轴线剖视图

为保障系统的双向受力能力及定位精度，在丝杆螺母连接件和轴承安装支架上分别设计有定位凸台，以便安装并压紧两个相反方向布置的角接触轴承。轴承采用压板进行轴向预紧，以提高系统的轴向刚性和可靠性。双角接触轴承结构能够有效支撑丝杆在前进和回缩过程中所产生的轴向负载，并将载荷沿轴向传递至支撑结构。

电机工作时，带动丝杆螺母连接件旋转，从而驱动螺帽旋转，实现滚珠丝杠的直线移动。与此同时，轴承内圈与丝杆螺母连接件一同旋转，而外圈则相对于轴承安装支架保持静止，从而实现支撑与传动分离。

当滚珠丝杠执行伸缩动作过程中，系统可能受到来自推杆方向的反向阻力。该阻力首先作用于螺帽，并进一步传递至丝杆螺母连接件，再由其通过轴承内侧压板或丝杆螺母连接件上的凸台作用于角接触轴承内圈，随后经外圈传递至轴承安装支架与电机安装支架，最终传至联臂，从而形成完整的力闭环路径。由于电机采用悬空安装方式，其输出轴不承受轴向负载，从而有效避免了由载荷引起的输出误差，提高了系统的稳定性与定位精度。力传递路径如图 2.4 所示。

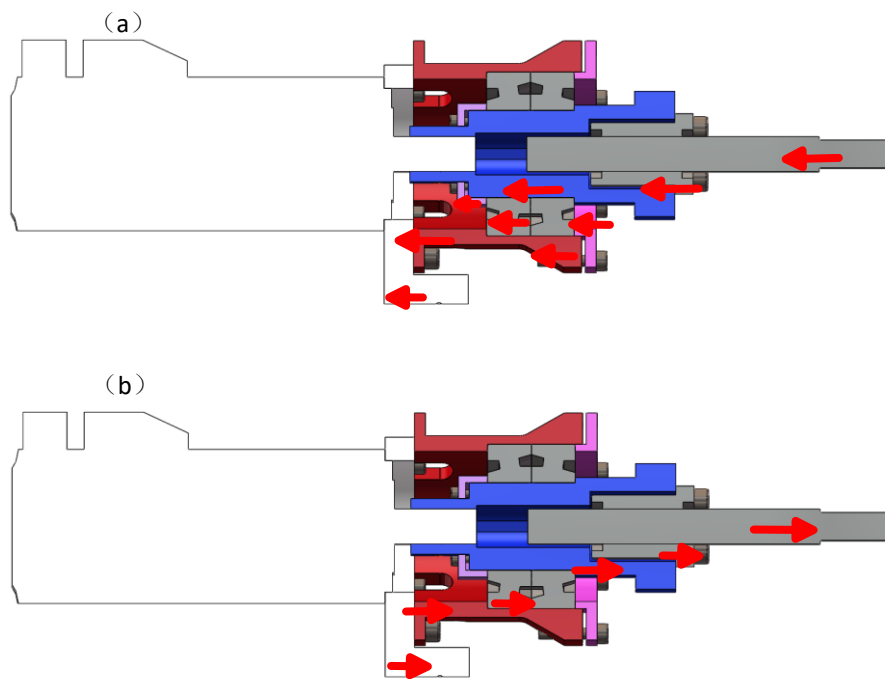


图 2.4 线性驱动器力传递路径示意图 (a) 滚珠丝杠收缩时力传递路径 (b) 滚珠丝杠伸出时力传递路径

2.3 动平台设计

动平台需承载质量达 200 kg 的精密镜片，并能够响应来自三个移动副的微米级驱动输入，因此对平台的刚度、稳定性及装配精度提出较高要求。为保证结构在高负载条件下具备良好的动态响应性能，动平台需同时兼顾高刚度与轻量化设计。

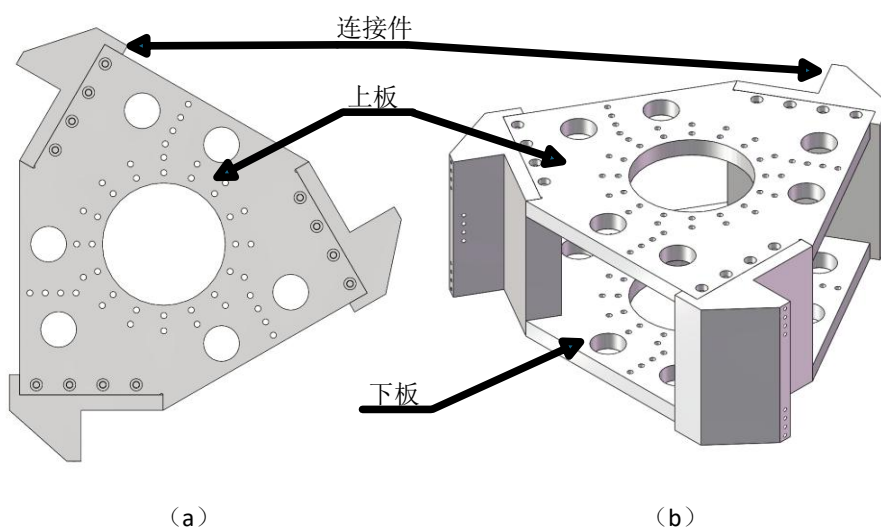


图 2.5 动平台结构示意图 (a) 动平台俯视图 (b) 动平台斜视图

如图 2.5 所示，动平台采用对称式结构，在其四周等间距布置三个连接件，用于与各移动副实现可靠连接与力传递。平台本体设计为上下双层结构，上层平台主要用于镜片安装，并预留通用安装孔位以满足镜片或其它组件的装配需求；下层平台则用于增强整体结构刚性，抑制变形。

各连接件与平台板体之间采用台阶定位结合螺钉紧固的方式，旨在有效控制装配间隙，提升连接刚性与装配重复精度。同时，在平台非主要受力区域通过布设减重孔进行减重处理，以降低自重并提升系统的运行效率与驱动响应性能。

综上所述，该动平台结构兼顾了承载能力、装配精度与轻量化目标，满足高精度并联驱动系统对动平台性能的综合要求。

三、柔性并联机器人运动学和动力学分析

3.1 关键部件及整机的有限元分析

3.1.1 有限元模型模型建立

在有限元分析过程中，为确保模拟结果的准确性，需合理设置材料属性参数。根据并联调整平台的结构特点及使用要求，选用适用于柔性铰链结构的金属材料，并在仿真材料中输入其相应的材料性能参数，包括弹性模量、泊松比、密度等，为后续模态分析及其他力学性能分析提供准确的基础数据支持。

结构的主要材料属性如表 3.1 所示。

材料	密度 ρ (kg/m^3)	弹性模量 E (Mpa)	抗剪模量 σ_s (Mpa)	泊松比 μ	张力强度 σ_b (N/m^2)
结构钢	7800	1.9×10^5	7.9×10^4	0.3	3.5×10^8
不锈钢	7930	1.93×10^5	7.3×10^4	0.29	1.2×10^9
铝合金	2700	6.89×10^4	2.6×10^4	0.33	3.1×10^8

表 3.1 动平台仿真主要材料表

在采用 SolidWorks/Simulation 建立并联调整平台有限元模型的过程中，为确保模型的准确性与分析结果的可靠性，建模和网格划分过程遵循以下原则：（a）有限元模型

应严格依据三维结构模型建立包括连接和固定方式，以保证其与设计结构的一致性；(b) 在关键受力路径区域采用较密集的网格划分，以提高应力分析的精度；(c) 对于非关键结构部分，在满足能量和刚度等效的前提下，可进行适当简化，以降低计算复杂度，同时保证对整机质量与刚度的贡献保持等效。

结合并联调整平台的结构特点，有限元建模过程中主要选用实体单元作为结构单元类型。对柔性铰链构件以及移动副进行了相应的结构建模与合理模拟，从而更真实地反映其工作状态。网格划分后的完整有限元模型如图 3.1 所示。

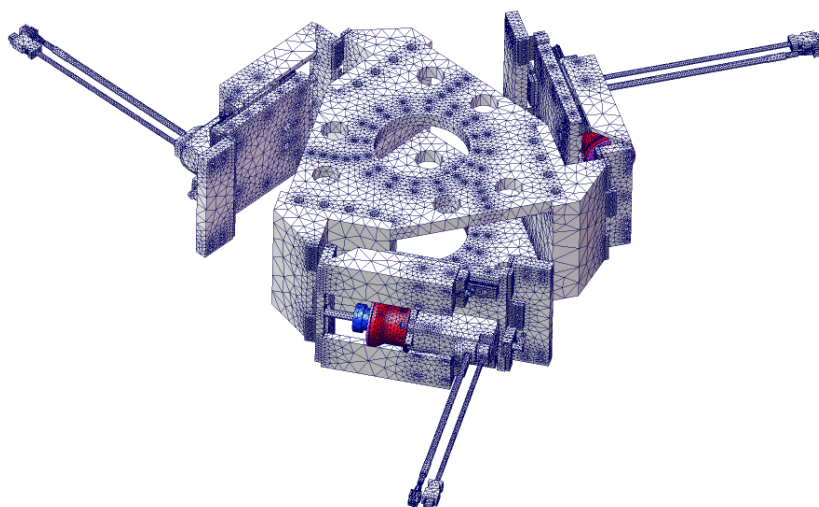


图 3.1 整机有限元网格划分

3.1.2 动平台有限元仿真

在实际运行过程中，动平台将面临多种复杂载荷的共同作用，包括镜片及附属装置所引入的重力载荷、移动副驱动产生的推拉力及其反作用力、平台在动态响应中的惯性力，以及装配过程中可能引入的残余应力等。上述载荷可能在不同工况下交互作用，对平台的结构刚性、变形性能及长期稳定性产生重要影响。因此，有必要对动平台在典型工作状态下进行受力仿真和模态仿真分析，以评估其结构响应特性，判断设计是否满足力学性能要求，并为后续结构优化提供理论依据。

在对动平台进行模态分析时，选取其上表面用于安装载荷的 36 个螺纹孔作为固定约束条件，并基于此完成约束设置。通过模态分析，获得了动平台前三阶固有频率及对应的振型特征，如图 3.2 所示。模态分析结果表明，动平台前三阶固有频率分别为 1420.9 Hz、1623.9 Hz 和 1804.5 Hz，均远高于一般工作频率范围，说明其具备良好的动态特

性与较高的结构刚度。较高的固有频率有效降低了系统在工作过程中发生共振的风险，提高了结构在高速运行或外界扰动下的稳定性与可靠性。该结果验证了本设计在动平台结构优化与材料选型方面的合理性，为后续的整机高精度与高动态响应能力打下基础。

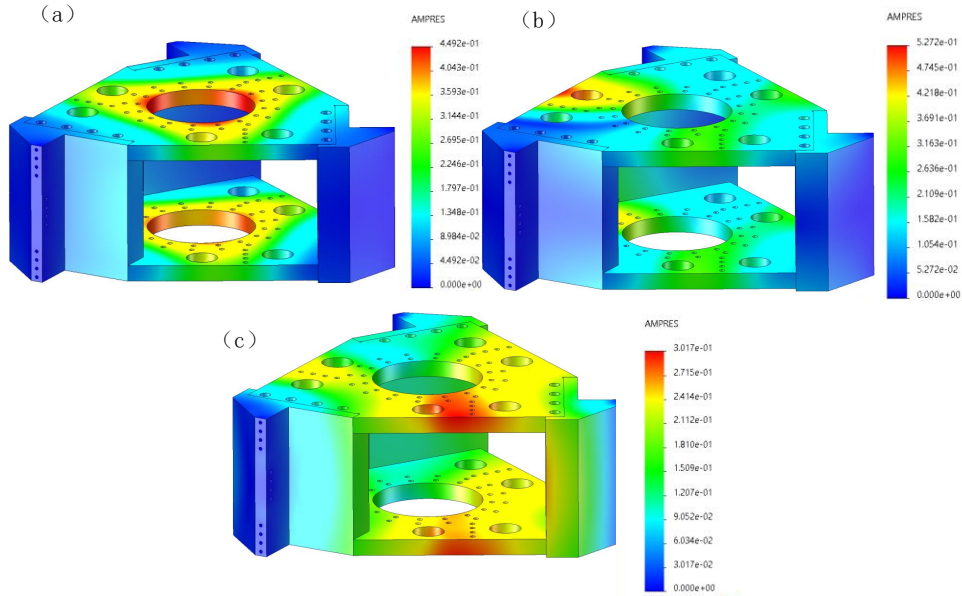


图 3.2 动平台前三阶固有模态 (a) 一阶振型图 (b) 二阶振型图 (c) 三阶振型图

3.1.3 柔性铰链有限元仿真

对转轴两端进行均匀固定作为铰链约束条件，建立了柔性铰链的有限元模型，并对柔性铰链进行了模态分析，得到了柔性铰链前四阶固有频率和振型，如图 3.3 所示。

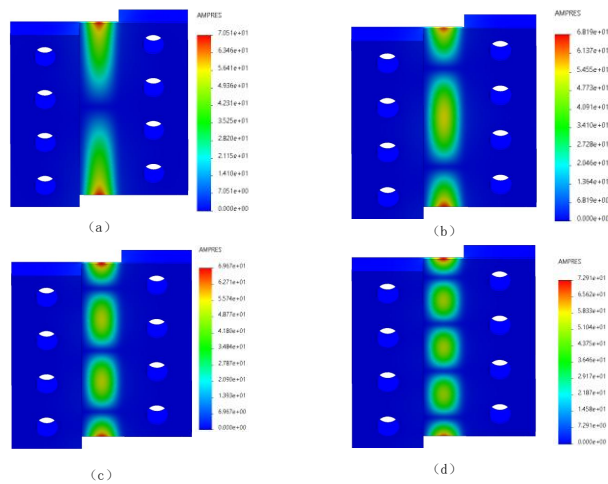


图 3.3 柔性铰链前四阶固有频率与振型图 (a) 一阶固有频率为 41334Hz 一阶振型图 (b) 二阶固有频率为 43019Hz 二阶振型图 (c) 三阶固有频率为 45776Hz 三阶振型图 (d) 四阶固有频率为 49635Hz 四阶振型图

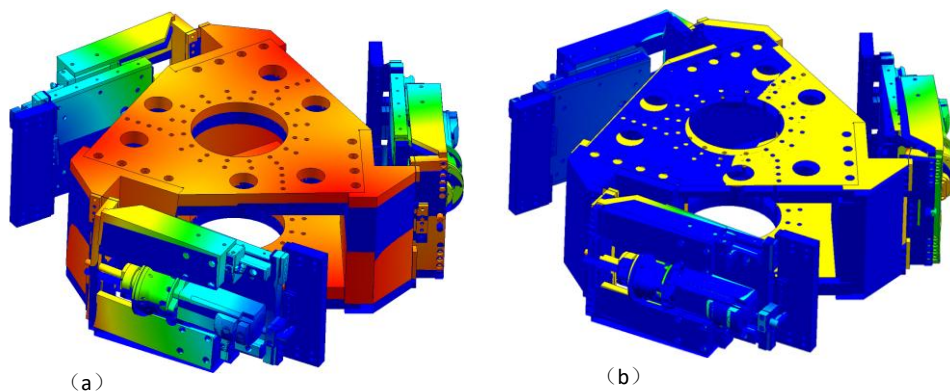
柔性铰链模态分析结果如图所示，前四阶固有频率分别为 41334 Hz、43019 Hz、45776 Hz 和 49635Hz，对应的振型图见图（a）至图（d）。振型主要表现为高频局部振动，频率均超过 40 kHz，表明柔性铰链在主要工作频率范围内具有极高的抗振能力，能有效避免共振现象的发生。整体振型表现稳定，无显著变形集中区域，说明结构设计合理，具有良好的动态性能与结构刚度。该结果验证了柔性铰链设计在高频响应特性和稳定性方面的优越性，为实现高精度、高稳定性的并联机构运动控制奠定了坚实基础。

3.1.4 整机有限元仿真

3.1.4.1 整机模态有限元分析

动平台上板上方安装 30kg 载荷，并对该并联调整平台的三个静平台底部安装支架和螺纹孔进行约束后，对总装配体并联调整平台进行了模态分析，并得到了总装配体前五阶固有频率和振型图，如图 3.4 所示。

整机模态分析结果如图所示，前五阶固有频率分别为 100.37 Hz、144.81 Hz、144.88 Hz、149.72 Hz 和 149.94 Hz，对应的振型图见图（a）至图（g）。从振型分布来看，一阶模态主要集中在动平台部分，反映了动平台在低频段的主要响应特征；二阶至三阶模态分布均匀，说明中频模态分布均匀；而四阶与五阶模态则集中在柔性铰链的连接处，说明该区域在高阶振动中起主导作用。整体模态频率分布相对密集，频率值均高于常规工作频率，表明整机具有良好的结构刚度与抗振性能。各模态振型中未出现显著的局部变形集中或结构失稳，验证了动平台与柔性铰链结构之间的协同工作能力和设计匹配性。该模态特性为整机在精密运动及动态稳定性方面提供了有力的理论支撑，进一步证明了平面三自由度柔性铰链并联平台结构布局的合理性与动态性能的优越性。



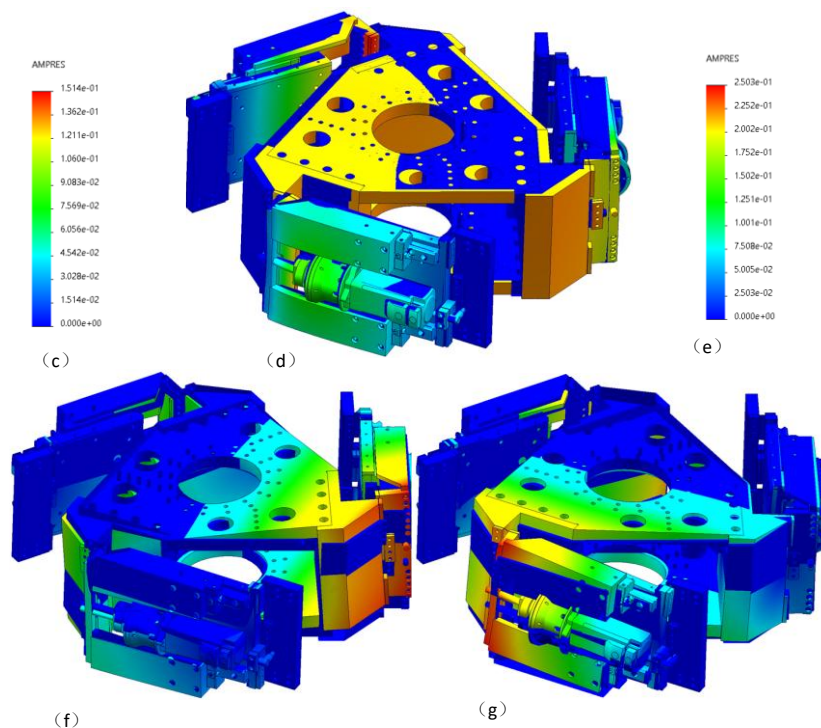


图 3.4 整机模态结果 (a) 一阶固有频率为 100.37Hz 一阶振型图 (b) 二阶固有频率为 144.81Hz 二阶振型图 (c) 一、二、三阶模态图标尺 (d) 三阶固有频率为 144.88Hz 三阶振型图 (e) 四、五阶模态图标尺 (f) 四阶固有频率为 149.72Hz 四阶振型图 (g) 五阶固有频率为 149.94Hz 五阶振型图

3.1.4.2 整机刚度分析

整机结构的刚度性能对于系统的定位精度和补偿效果具有决定性作用。由于该系统需在微小尺度下实现高精度的姿态调整，对整机在外载荷、驱动载荷及安装约束下的刚度分布与变形响应提出了严格要求。因此，有必要对整机进行刚度仿真分析，以系统评估其在实际工况下的结构变形趋势、关键构件的受力状况及整体刚度水平。通过该分析可验证设计方案的合理性，并为柔性构件参数优化与控制系统的精度补偿策略提供基础数据支持。

首先，对平台的 X 方向刚度进行分析。在 X 方向上，对模拟负载（质量为零）施加 50N 的水平推力，并对底面施加固定约束，静力学分析结果如图 3.5 所示

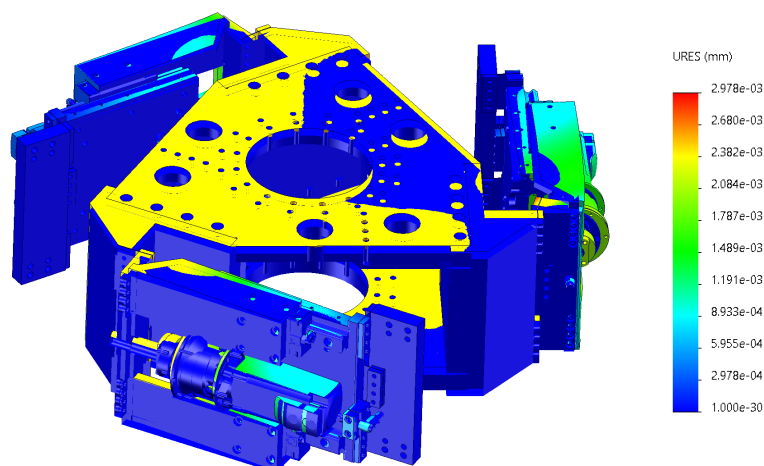


图 3.5 整机轴向 x 位移图

仿真结果显示，力通过动平台，联臂有效传导到了大地。且柔性铰链的受力和变形在可接受范围之内。模拟负载在 X 向产生的最大水平位移为 $2.978 \times 10^{-3} \text{mm}$ ，由静刚度公式：

$$K = \frac{F}{x_{\max}} \quad (1)$$

其中，F 为压力， x_{\max} 为位移最大值，由此，得出并联平台 X 方向的静刚度为 16789.79N/mm，整机刚度在 x 轴方向上符合设计需求。

在 Z 方向上，对模拟负载（质量为零）施加 1417N 的竖直推力，施加位置为模拟负载上表面中心点，并对整机下平台底面采取固定约束，静力学分析结果如图 3.6 所示。

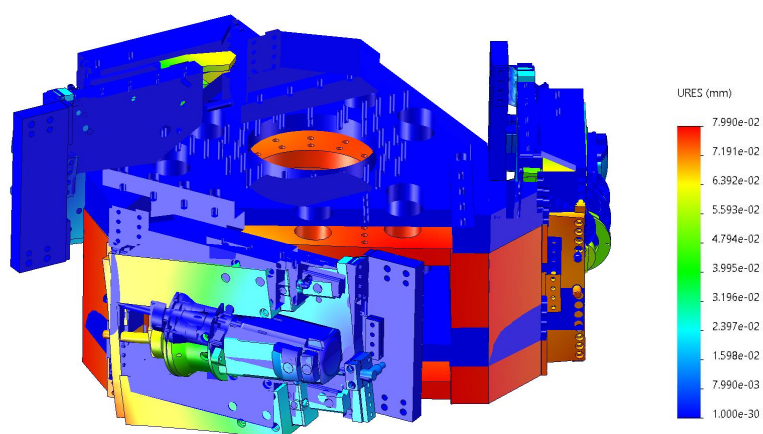


图 3.6 整机 z 轴位移图

从图 3.6 可以看出，模拟负载(质量为零)在 Z 方向产生的最大位移为 $7.99 \times 10^{-2} \text{mm}$ ，

该并联平台 Z 方向的静刚度为 18410.51N/mm 。整机 Z 轴刚度符合需求。且 x 轴刚度和 z 轴刚度属于同一量级，能够有效抵挡望远镜倾斜观测位姿的重力变化。

3.2 机构运动学建模与分析

3.2.1 机构运动学数学建模

3-RPR 并联机构由三个相同的支链连接平台与固定基座，每条支链依次由一个可主动驱动的沿固定方向滑动的移动副（Prismatic, P）、一个被动转动副（Revolute, R）以及另一个被动转动副（R）构成，故命名为 3-RPR 机构。该机构的末端执行器通常为一个刚性平台，其在二维平面内具有三个自由度，即平面内的位置 (x, y) 和姿态角 (ϕ) 。

为了便于建模，分别在固定基座和动平台上建立坐标系。设：

$O-XY$ 为定坐标系，其中 O 为平台几何中心，即三个基座点所围成圆的圆心，水平向右为 X 方向，水平向上为 Y 方向；

$O'-X'Y'$ 为动坐标系，其中 O' 为动平台几何中心，水平向右为 X' 方向，水平向上为 Y' 方向。

其中动平台中心位姿由坐标 (x, y) 和姿态角 ϕ 描述。

数学建模如图 3.7 所示，其中 A_1, A_2, A_3 代表三个基座点， R 代表基座圆半径。 B_1, B_2, B_3 代表动平台三个连接点， r 代表动平台外接圆半径。 L_1, L_2, L_3 ，分别代表三个移动副长度。

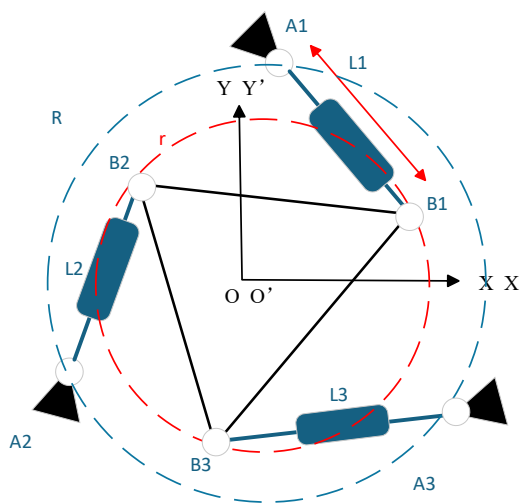


图 3.7 3-RPR 数学建模

3.2.2 逆解运动学

基座 A_i 在定坐标系 $O-XY$ 中的坐标为：

$$A_i = [R \cos \alpha_i, R \sin \alpha_i]^T (i = 1, 2, 3) \quad (2)$$

动平台连接点 B_i 在动坐标系 $O'-X'Y'$ 中的坐标为：

$$B_i' = [r \cos \beta_i, r \sin \beta_i]^T (i = 1, 2, 3) \quad (3)$$

通过坐标变换，动平台连接点在定坐标系中的位置为：

$$B_i = [x, y]^T + R(\phi) * B_i' \quad (4)$$

每个移动副长度 L_i 可通过矢量的几何关系直接求解：

$$\overline{OA} + \overline{L_i} = \overline{OB} (i = 1, 2, 3) \quad (5)$$

化简后可得 L_i 和 (x, y, ϕ) 的关系：

$$L_i = \sqrt{(x + r \cos(\beta_i + \phi) - R \cos \alpha_i)^2 + (y + r \sin(\beta_i + \phi) - R \sin \alpha_i)^2} \quad (6)$$

3.2.3 使用 Matlab 搭建运动学仿真

3.2.3.1 Matlab 计算工作空间

为了分析 3-RPR 并联机构的工作空间与关节运动特性，本文使用搜索法^[33]设计了一套基于 MATLAB 脚本的仿真程序。该程序主要包括机构初始化、工作空间判定以及绘图等模块。

如图 3.8 所示，首先定义了动平台外接圆半径（ R_p ），基座圆半径（ R_b ）和工作空间采样步长（ $nSteps$ ）三个关键参数， R_p 和 R_b 用于机构初始化， $nSteps$ 用于调整工作空间计算精度。其次，依据基座和动平台的角度差（本设计是 70° ）计算基座和动平台安装点的坐标，再计算出连杆长度。接着，依据 $nSteps$ 生成 X, Y 两个矩阵，并通过计算移动副长度是否在范围内判断该坐标是否合法，并将结果记录在 $valid$ 矩阵里。最后，使用 `figure`, `plot`, `scatter` 等函数绘制出机构初始结构图和工作空间两幅图。

3.2.3.2 Matlab 计算逆解运动学

为了研究 3-RPR 并联机构在给定轨迹下的运动学特性，本文编写了一套基于 MATLAB 的逆运动学仿真程序。该程序主要包括参数设置、动平台轨迹生成、关节变量计算以及结构图与变量变化图的可视化绘制等模块。通过仿真可获得机构在运动过程中的六个 R 关节角度变化和三个移动副的长度变化，同时生成动平台的初始与末端结构图，用于直观分析机构的运动特性。

如图 3.8 所示，首先设置 R_b 、 R_p 和 $nStep$ （仿真步数）。其次，计算基座点坐标，动平台相对中心坐标、和初始移动副长度。计算初始移动副向量，动平台三个边向量，移动副和动平台夹角，移动副方位角。接着，生成所需要的轨迹，遍历轨迹中点的三个移动副长度和柔性铰链的角度。最后绘制初始机构图，最终结构图，三个移动副长度变化图，六个 R 关节角度变化图。其中六个 R 关节角度变化图为了反应出柔性铰链的角度变化情况，依据现实柔性铰链初始安装角度为 90° ，将仿真角度初始值设为 90° 。

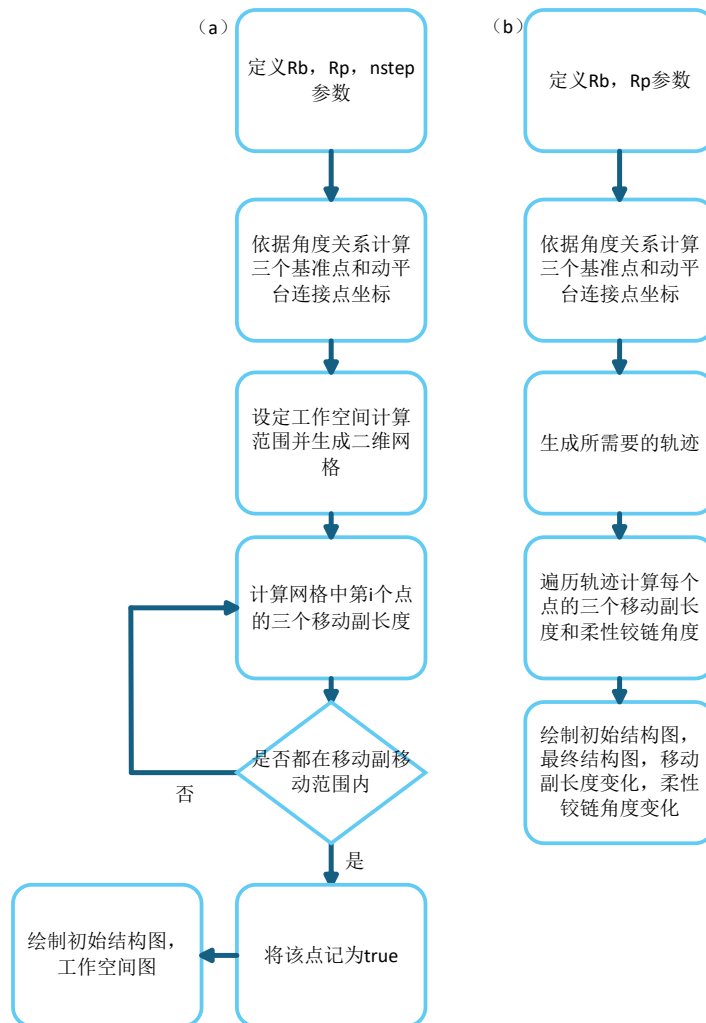


图 3.8 Matlab 运动学仿真流程图 (a) 工作空间计算流程图 (b) 逆运动学轨迹仿真流程图

3.2.4 仿真结果分析

3.2.4.1 工作空间分析

设定基座圆半径 R_b 为 259.8mm，动平台连接点圆半径 R_p 为 226.49mm。工作空间采样步长为 0.1mm，采样范围为 X 轴-100 到 100mm，Y 轴-100 到 100mm。基座相对于动平台偏转 70° 安装。移动副范围为正负 10mm。仿真结果如图 3.9 所示

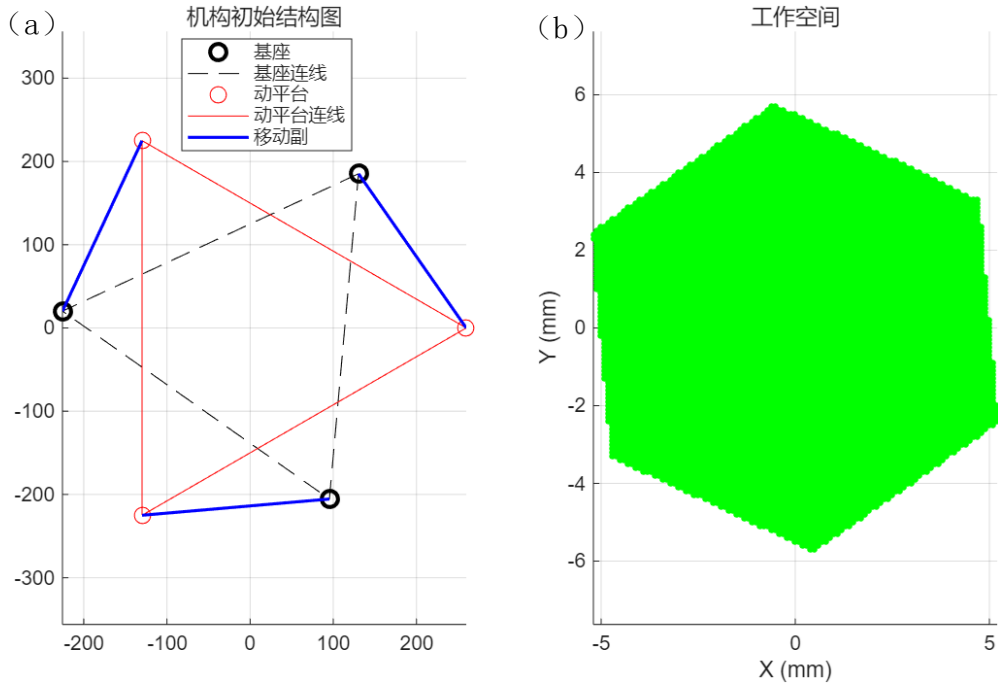


图 3.9 工作空间仿真结果 (a) 机构初始结构图 (b) 右图为工作空间

通过对基于 3-RPR 柔性铰链并联结构的工作空间进行仿真分析，可以观察到由于该机构具有对称结构，所以在当前结构参数配置下具备较为规整、对称的有效工作空间，满足天文望远镜主动光学补偿系统对微小位移与角度调整的高精度需求。本设计中，连杆初始长度设定为 226 mm，运动范围为 221 mm 至 231 mm，仿真结果显示，该构型所形成的工作空间为外接圆直径约为 11.4 mm 的正六边形区域，体现了良好的空间对称性与控制稳定性。符合机构设计需求。

3.2.4.2 特定轨迹下的运动学逆解仿真结果分析

本仿真采用和工作空间仿真相同的参数，采样步长为 0.1mm。选取沿着 X 轴正方向直线移动 5mm 轨迹、半径为 5mm 的圆形轨迹、原地摆动 1.2° 轨迹进行分析，分析内容包括移动副长度变化，柔性铰链角度变化。

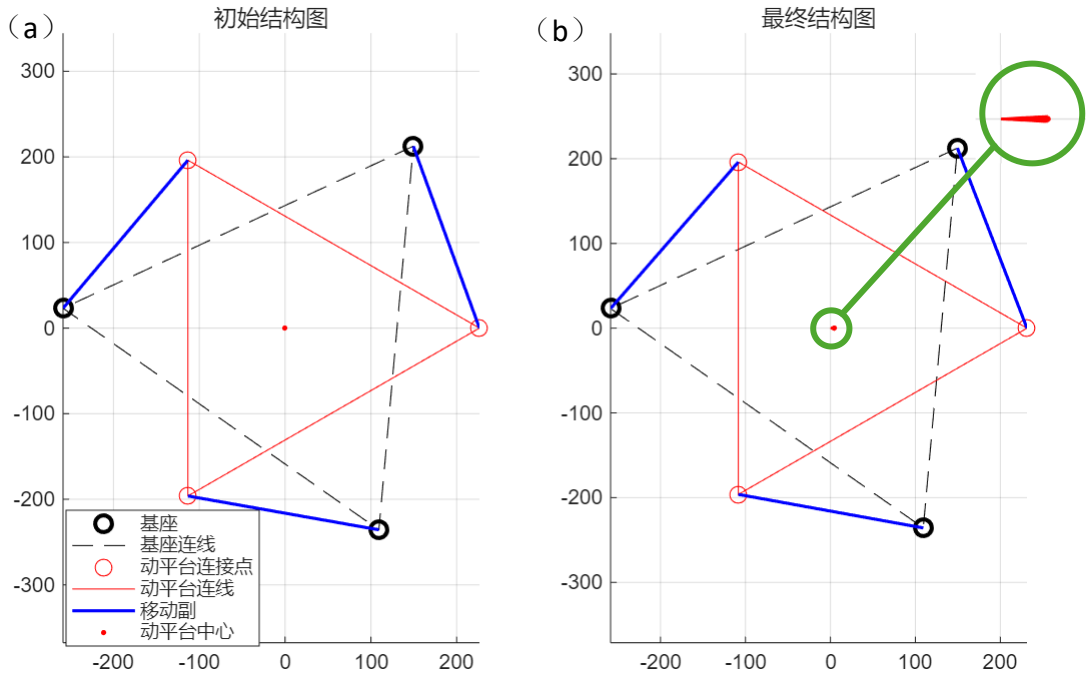


图 3.10 直线轨迹逆运动学轨迹展示图 (a) 初始结构图, (b) 最终结构图 (右上角为直线轨迹区域局部放大图)

如图 3.10 所示, 本仿真轨迹为沿着 X 轴正方向直线移动 5mm 轨迹, 动平台中心尾部逐渐变窄线条为动平台移动轨迹。

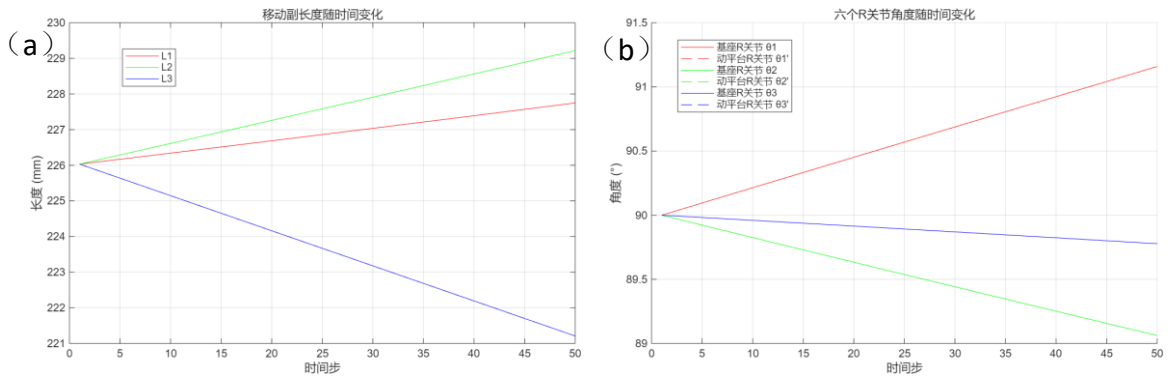


图 3.11 直线轨迹仿真结果图 (a) 移动副长度随时间变化 (b) 六个 R 关节随角度变化

如图 3.11 所示, 在直线轨迹输入下, 三个移动副长度均由初始值 226 mm 发生线性变化, 使动平台整体沿水平右方向平移 5 mm。其中, L1 与 L2 的长度分别增加了约 3.219 mm 与 1.75 mm, 而 L3 则缩短了约 4.779 mm, 以实现所需位移。由此可见, 尽管三条驱动杆长度变化趋势不同, 但均呈现连续且平稳的线性变化过程。

在此次直线轨迹运动中, 柔性铰链对应的转动关节角度变化范围均控制在 1.5° 以内: R1 由初始的 90° 增大至 91.2° , R2 略减至 89.9° , R3 减小至 89.3° 。关节角度变化幅

度较小，表明该结构在执行微小直线位移过程中，柔性铰链仅发生轻微弹性形变。由于柔性铰链的主要失效机制为反复变形引起的金属疲劳，角度变化受控的结果有助于提高系统的疲劳寿命与运行稳定性，体现了该并联结构在主动光学微动调节中的适应性和可靠性。

如图 3.12 所示，本次仿真所规划的末端轨迹为半径为 5 mm 的圆形轨迹。为实现与初始位姿的顺畅衔接，首先引入一段水平向右的 5 mm 直线过渡轨迹。图中动平台中心的连续细线表示其运动轨迹，末端逐渐收敛的线条显示出运动过程的轨迹方向。考虑到图像整体比例关系，为更清晰展示圆轨迹的实际运动形态，特在图右上角给出该轨迹区域的局部放大图。

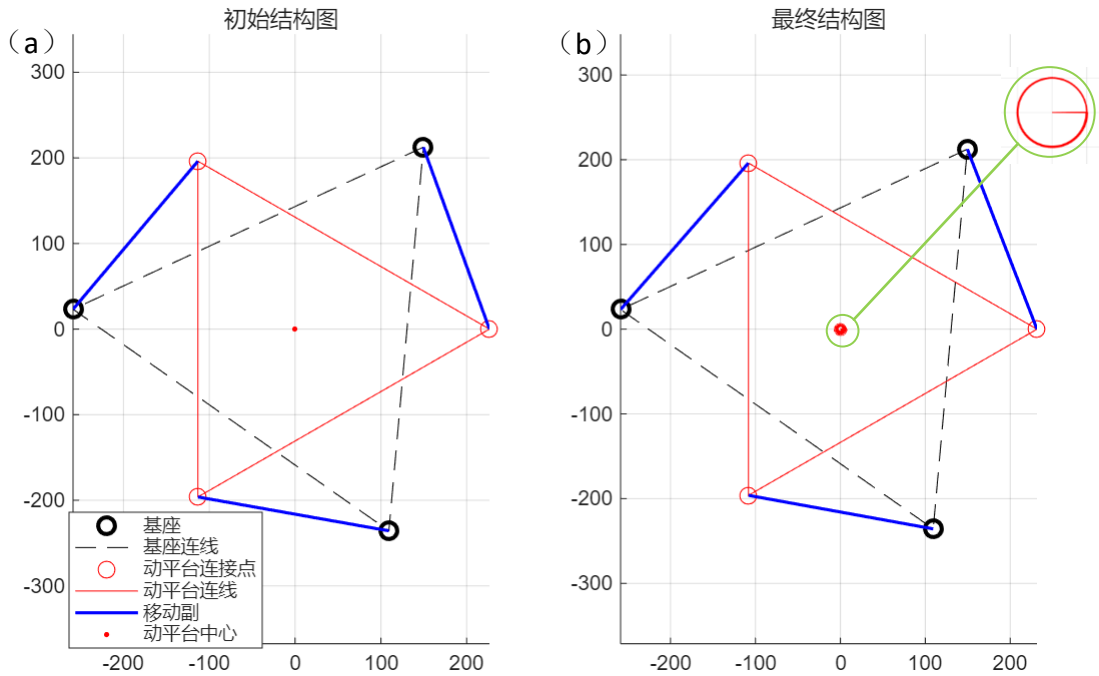


图 3.12 圆形轨迹示意图 (a) 初始结构图 (b) 最终结构图 (右上角为圆轨迹区域局部放大图)

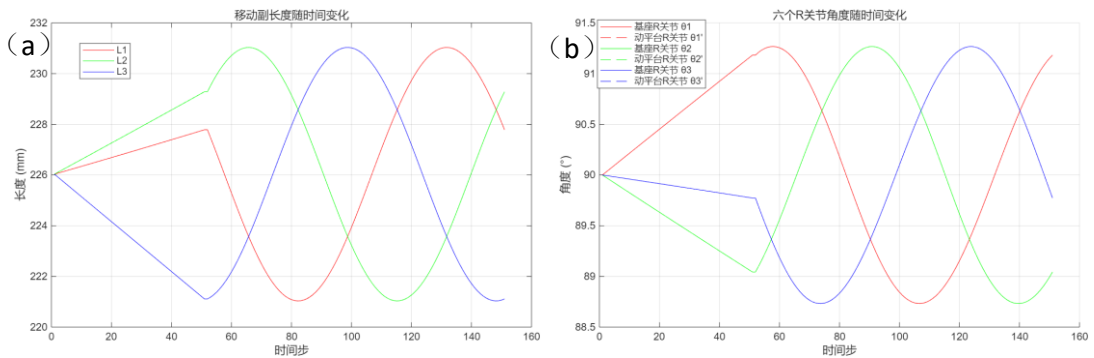


图 3.13 圆形轨迹结果图 (a) 移动副长度随时间变化 (b) 六个 R 关节角度随时间变化

图 3.13 展示了柔性铰链并联机器人执行复合轨迹（5 mm 圆形轨迹 + 初始 5 mm 直线右移）过程中各移动副长度与 R 关节角度随时间的变化情况。从图中可见，三个移动副的长度（L1、L2、L3）在轨迹执行过程中呈明显周期性波动，且都在正负 5mm 移动范围内，反映出在圆轨迹下各连杆长度配合变化较为协调。

同时，六个 R 型柔性铰链的角度也呈周期性变化。基座端和动平台端的 R 关节角度变化一致，幅度在 1.5° 以内。说明该机构在完成非线性轨迹任务时，依然保持了良好的柔性约束与姿态稳定性，未出现剧烈扭转或反向应力集中，充分验证了本机构结构对柔性疲劳的良好抑制能力与运动平顺性。

如图 3.14，是原地摆动 1.2° 轨迹的结果图。该轨迹先逆时针转动 1.2°，然后顺时针转动 2.4°。

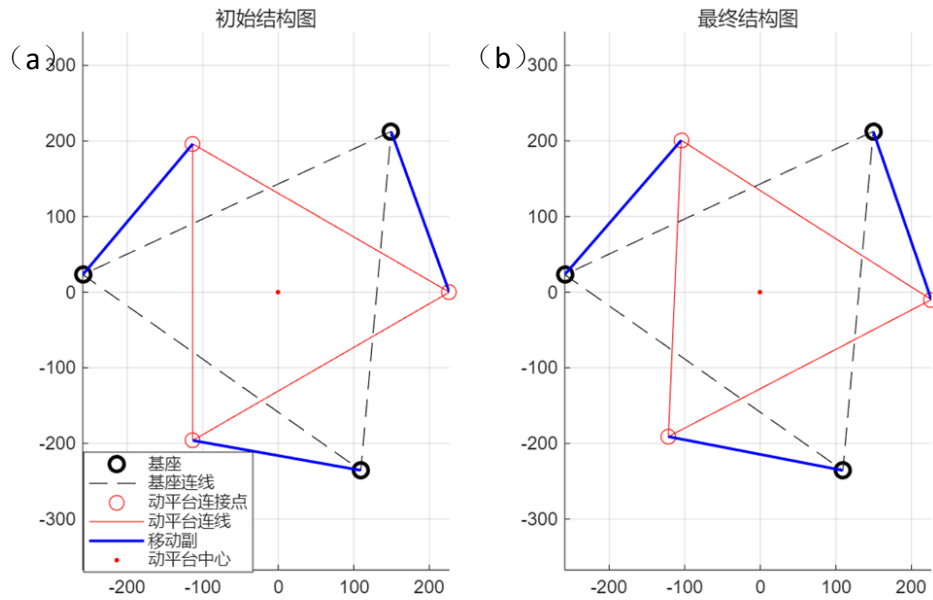


图 3.14 摆动 1.2° 轨迹示意图 (a) 初始结构图 (b) 最终结构图

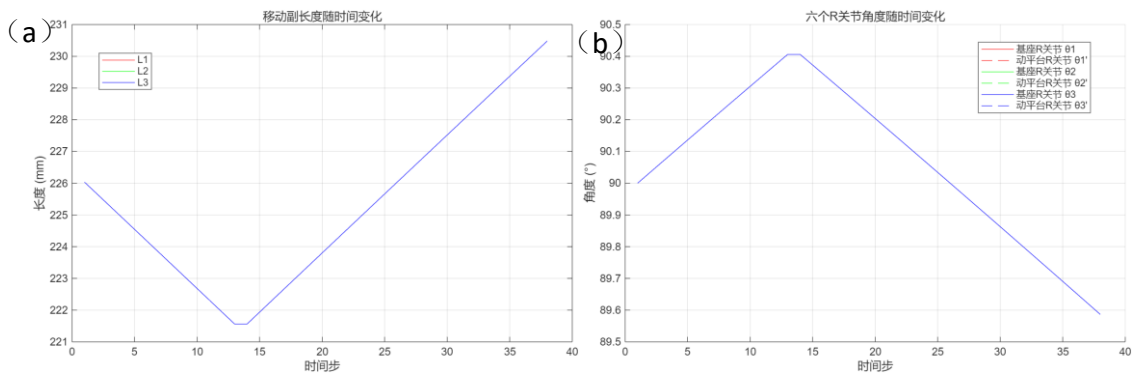


图 3.15 摆动 1.2° 仿真结果图 (a) 移动副长度随时间变化 (b) 六个 R 关节角度随时间变化

如图 3.15 所示，在 $\pm 1.2^\circ$ 的周期性摆动轨迹下，三个移动副（L1、L2、L3）的长度变化几乎完全重合，体现出在该运动工况下支链间的良好对称性。移动副长度由初始约 226 mm 变化至最小约 221.4 mm，随后再回升至最大约 230.5 mm，整体变化范围接近 10 mm，基本达到机构移动副的物理行程极限。这种物理限制形成了对末端平台运动的自然边界，有效的从物理层面上防止了因摆动幅度过大与其他光学镜片碰撞的问题。此外，由于柔性铰链并联机构在结构几何上传递方式的特殊性，相较于末端角度变化，其移动副产生的线性位移更长，具备“缩放”效应。这种特性使得该机构在实现相同角度运动时能够更好的控制角度位置，有利于提高系统的旋转分辨率和角度调节精度。

六个柔性 R 型铰链关节在本次 $\pm 1.2^\circ$ 摆动轨迹中表现出良好的响应稳定性，其角度变化范围基本控制在 89.6° 至 90.4° 之间，变化幅度在 1° 以内。柔性铰链变化较小，产生的轴漂等误差较小，产生的应力较小，符合结构设计需求。

四、试验验证和结果分析

4.1 实验平台搭建与校准

4.1.1 实验平台搭建

利用计算机数字化精密控制加工（CNC）技术加工出所需零件，组装并搭建如图 26 所示的实验平台。该平台主要受力零件采用 45#钢，镀硬铬制造。其余零件采用 7075T6 铝合金制造。该平台采用多种高精度驱动设备和测量设备，包括：三台 LVDT 及其变送器，三台 AZM46AK-HS100 步进电机及其减速器，三根型号为 C-KBS1002-100-NC-NF-EU-E20-U17 的滚珠丝杆。LVDT 型号为米兰特 F50，量程 10mm，线性误差 0.25%FS，重复误差小于等于 $1\mu\text{m}$ ，分辨率小于等于 $0.1\mu\text{m}$ 。其配备的变送器线性精度为 0.1%FS，将信号放大到 0-5v 的模拟信号。将该信号输入 NI-USB-6002 数据采集盒，该采集盒模数转换分辨率为 16 位，全量程绝对精度为 8.6mv。步进电机分辨率为 0.0036° ，丝杆精度为 C5 级别，即回程误差 $15\mu\text{m}$ ，导程为 2。使用 Simulink Desktop Realtime 开发控制程序和采集数据，通过 RS485 和电机驱动器通信，控制电机移动和获取电机编码器位置信息，通过 USB 和数据采集盒通信，获取 LVDT 的位置信息，如图 4.2 所示。同时，考虑 LVDT 的噪声和分辨率问题，在实验过程中使用万分表通过打表方式对移动副位置进行辅助测量，如图 26 所示。本实验控制程序采用开环控制，通过 mudbus 协议控制电

机驱动寄存器从而控制电机。具体控制流程如图 4.1 所示。

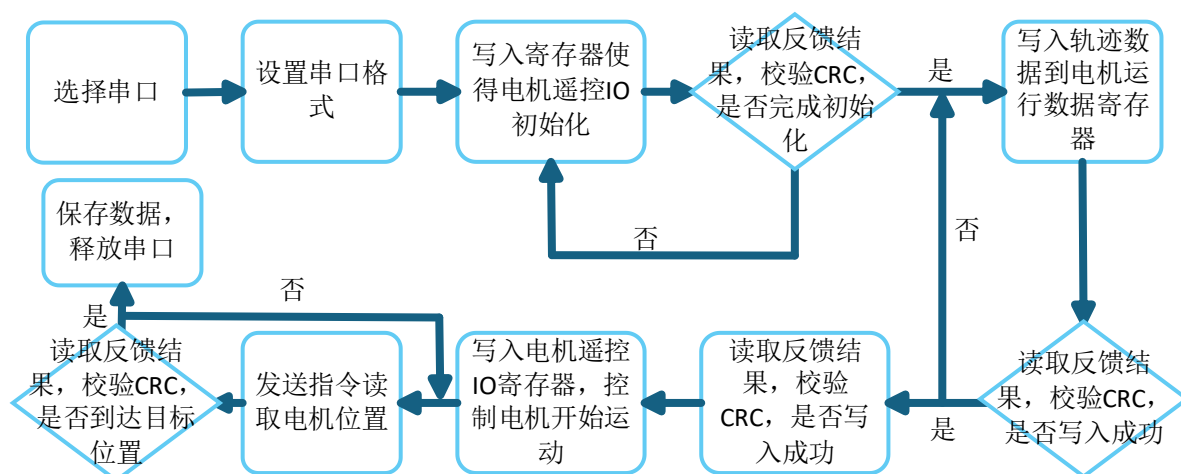


图 4.1 开环控制程序流程图

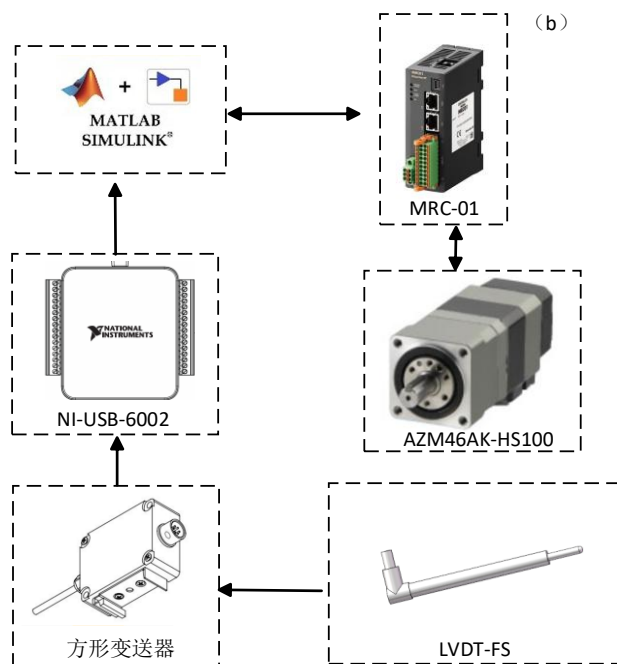
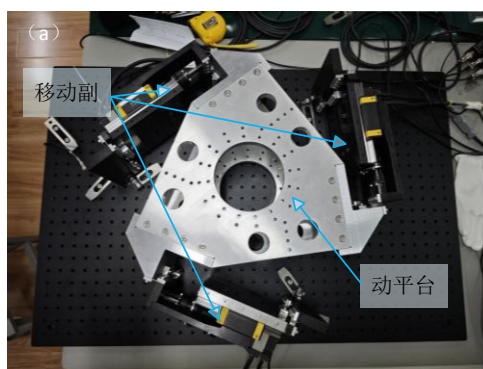


图 4.2 柔性并联机器人测试系统 (a) 实验样机 (b) 系统结构框图

4.1.3 实验平台校准

实验平台初步组装完成后，需要对平台进行校准，确保平台各项初始数据符合设计需求。

首先将动平台架空，使得三个移动副悬空，确保柔性铰链不受弯曲力且初始角度为 90° 。其次，控制电机使得滑块碰靠定位螺丝，再向前移动 5mm 设置电机原点。然后，使用游标卡尺分别测量三个移动副的最大长度，最小长度，原点。使得三个移动副初始长度数据保持一致。最后缓慢放下动平台，固定移动副。

除了对平台初始位置进行校准，还需要对各项测量方式进行校准，包括电机编码器，LVDT，万分表。

首先是理论计算。规定移动副伸长方向为正。步进电机一步转动 0.0036° ，丝杆导程为 2 ，步进电机 $100,000$ 步长理论驱动移动副 2mm ，所以步进电机理论一步对应步长为 $0.02\mu\text{m}$ 。LVDT经变送器输出信号范围为 $0\text{-}5\text{v}$ ，LVDT的量程为 10mm ，且LVDT的信号和位移呈线性关系，所以LVDT位移 $1\mu\text{m}$ 对应的理论电压变换为 0.5mv 。将LVDT和万分表在电机零点位置进行置零。跑一段位置从 0 到 2.5mm 轨迹观察三种测量方式误差。结果如图4.3所示。

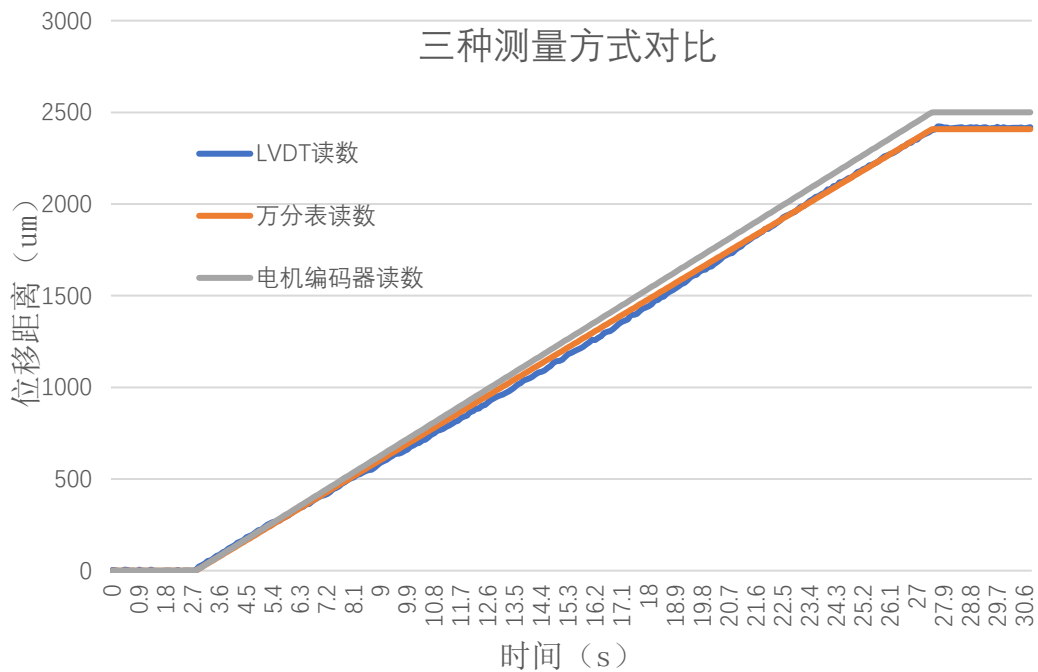


图 4.3 LVDT，万分表，电机编码器读数点状图

可见，三者整体上线性关系良好，LVDT 和万分表读数重合度高，可信度高。电机编码器由于是测量电机角度通过换算得到的移动副位移，属于间接测量，存在偏差属于系统误差。在 2.5mm 的位移下，系统误差为 80 μ m，且误差稳定。符合设计规范。

4.2 驱动副重复定位精度测试

由于零件制造，装配工艺等因素，各个移动副重复定位精度有所不同。好的重复定位精度可以减少累积误差，提高误差补偿系统的效率，因此针对三个移动副的重复定位精度进行测试，让三个移动副位移到从原点位移至 5mm 处再返回原点，使用万分表记录位移数据。结果如图 4.4 所示。

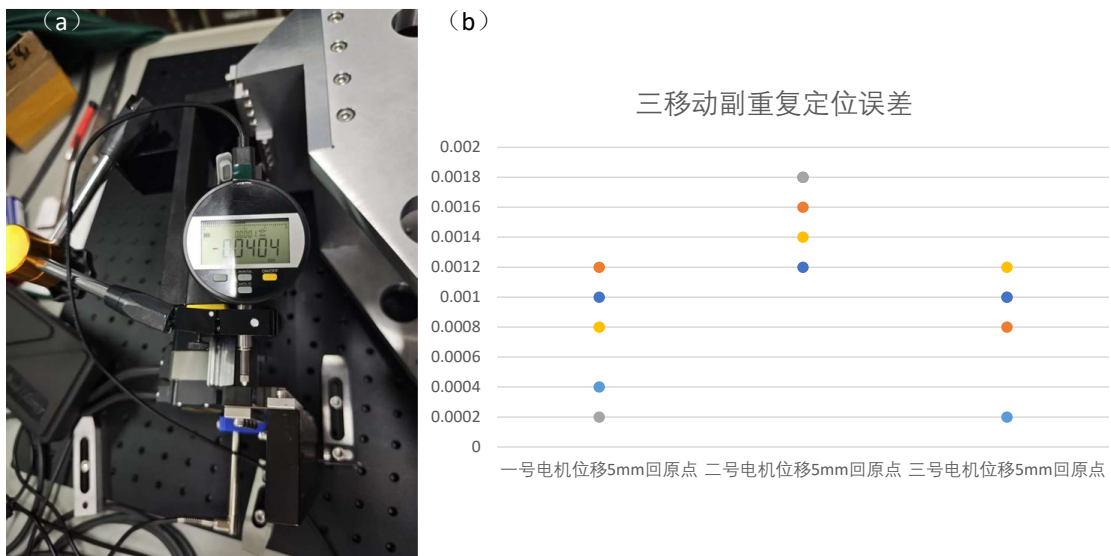


图 4.4 三移动副重复定位误差 (a) 万分表测量实物图 (b) 重复定位误差实验结果

三个移动副重复定位精度整体较好，在 1 μ m 范围内，且都为正误差。从实验结果可以看出，三移动副在多次往返过程中均表现出较小的定位波动，说明系统在结构设计、驱动控制及反馈检测方面具备较高的稳定性与一致性。微小的误差可能源于柔性铰链结构的微弹性响应、驱动器分辨率限制以及外部扰动等，但整体误差水平已满足高精度运动平台的设计要求。一号电机和三号电机绝对定位精度也较为良好，二号电机绝对定位精度稍差，但是偏移集中，后续可在闭环控制系统中进行偏移，以减小绝对误差。

4.3 驱动副运动分辨率测试

由于电机减速器和滚珠丝杆等机械结构存在间隙，所以移动副机构存在最小运动分辨率。该参数直接决定了机构在微小运动下的响应能力与调节精度，是衡量系统微动控

制性能的重要指标。因此针对三个移动副的运动分辨率进行实验。

电机编码器即电机步数是控制系统的输出量，万分表测量移动副实际移动长度。因此需要比对二者读数，获知该系统在开环控制下的运动分辨率。电机步长为 0.0036 度，丝杆导程为 2，理论运动分辨率为 20nm。使用精度为 0.2um 的万分表测量每理论移动 0.5um 即 25 步长的位移变化。三个驱动副先前进 8 次 25 步长，再后退 8 次 25 步长，多次测试取标准差最大的数据。测量方式和重复定位实验一致。结果如图 4.5 所示。

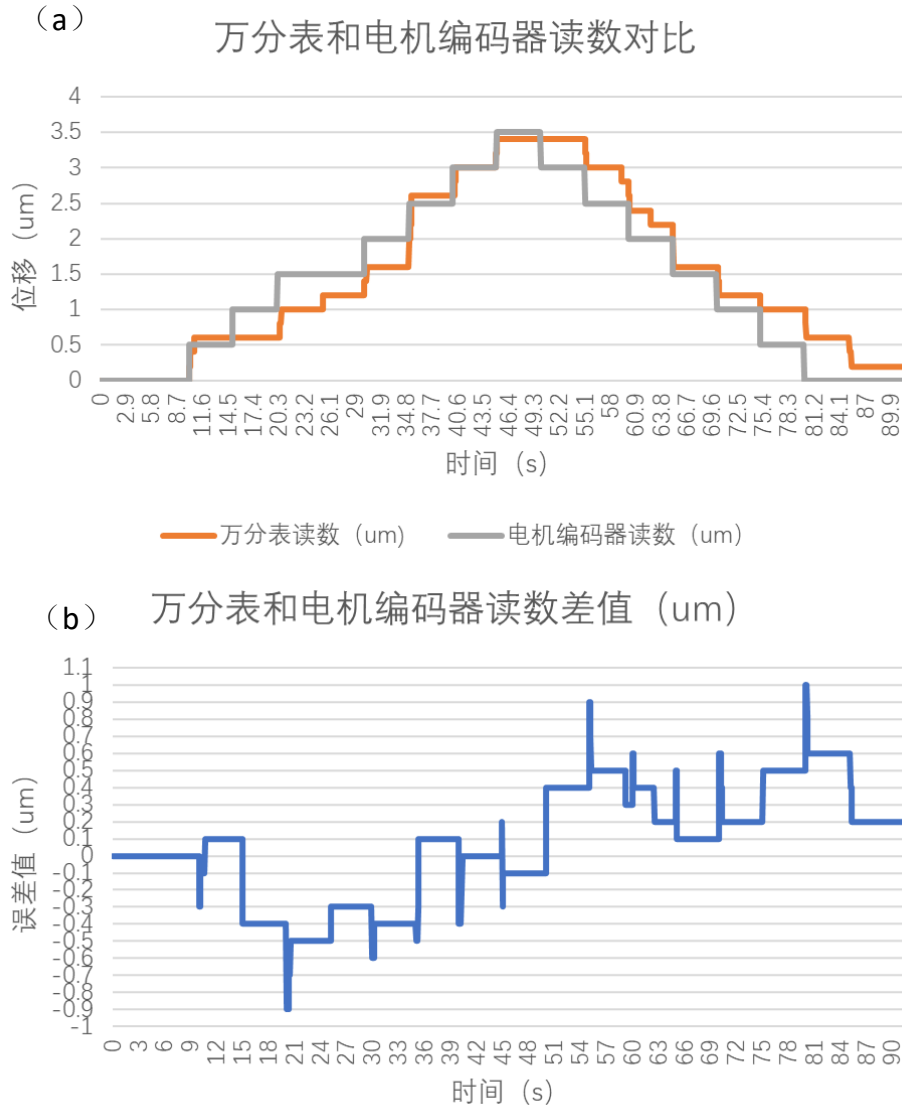


图 4.5 运动分辨率实验 (a) 万分表和电机编码器读数对比 (b) 万分表和电机编码器差值

由实验结果可知，二者读数基本一致，一次运动理论位移 0.5um，基本与理论相符，但是万分表测量结果有 6s 左右的延时，可能是由于万分表本身的信号处理和电机从

运行状态转换到稳定状态产生的，并且由于本机对运动速度并没有要求，所以 6s 的延时对于实际控制影响并不大。二者读数差值在 $\pm 1\mu\text{m}$ 内，去掉延时后误差较小。说明该机构运动分辨率可达到 $0.5\mu\text{m}$ ，符合设计需求。同时，回程误差在 $0.2\mu\text{m}$ 左右，误差较小，符合设计需求。

4.4 整机位移测试

为了验证整机定位能力，针对 x 方向独立运动，y 方向独立运动进行实验，分别测量 x, y 方向的误差。由于机构动平台为三角形，坐标 x 方向，y 方向不易确定，故设计一个测量板安装在动平台上，以校准 x 方向和 y 方向，使用万分表测量测量板位移。测量方式如图 4.6 所示。

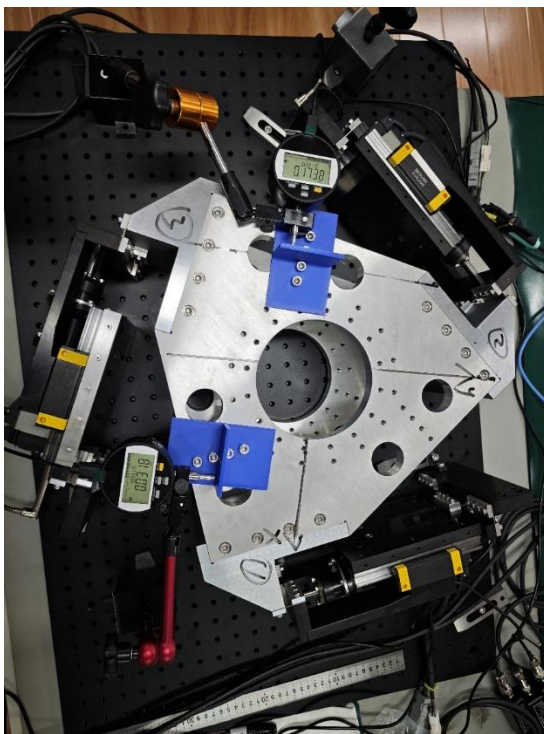


图 4.6 整机位移实验测试方法

首先，是沿着 x 轴移动 5mm，再回到原点的轨迹。依据 Matlab 中的逆运动学仿真的轨迹，将各个移动副的数据经过换算后写入电机进行运动，运行数据如图 4.7 所示。可见，由于初始点位，测量方式等各种偏差导致动平台的位移并没有完全沿着 X 轴运动，而是偏离 X 轴 8.11° 左右移动。来回运行误差如图 4.8 所示，X 轴误差为 10 到-60 μm ，Y 轴误差为 0.8 到-16 μm ，X 轴运动回差为 10 μm ，Y 轴运动回差为 0.8 μm ，X 和 Y 轴回差较小，符合设计需求。且 X 和 Y 轴误差趋势较为一致，误差标定后可以具有

较好的定位精度。证明了整机运动在直线运动情况下可以完成设定目标，在添加闭环控制和误差补偿系统后能够达到更高的精度。

直线运动轨迹图

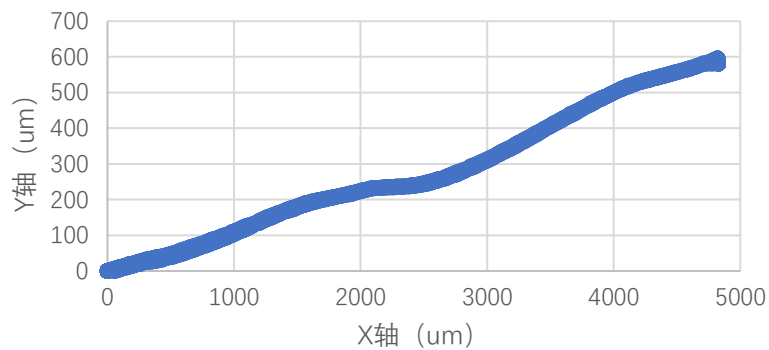


图 4.7 直线运动轨迹图

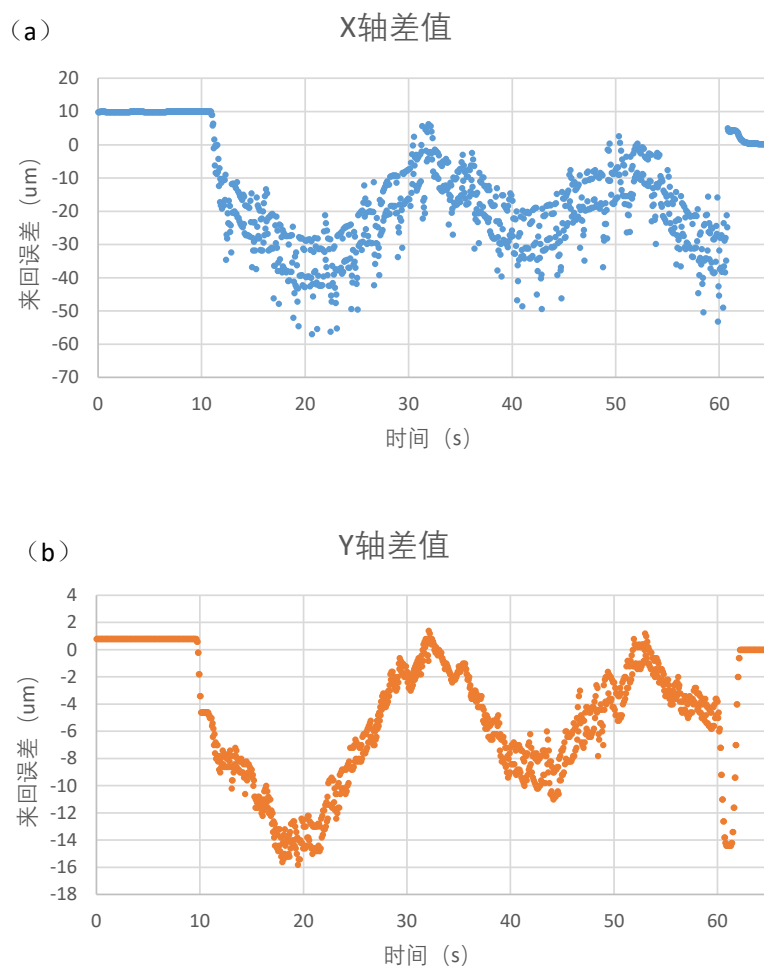


图 4.8 X 轴和 Y 轴回程误差 (a) X 轴差值 (b) Y 轴差值

4.5 试验结果分析与讨论

本章围绕平面三自由度柔性铰链并联机构的实验平台搭建与性能验证展开，依次完成了驱动副重复定位精度测试、运动分辨率测试以及整机 X 轴位移性能实验。通过对三组驱动副在往复运动中的重复返回误差进行测量，实验结果表明其最大重复误差为 1.8 μm ，验证了系统具有良好的重复定位精度。

在分辨率测试中，借助高精度万分表逐级施加微小位移，实测系统最小可辨识运动量达 0.5 μm ，满足高精度微调控制需求。整机 X 轴位移测试表明，平台在完成动平台位移过程中回程最大误差为 -60 μm ，由于平台校准和开环控制导致目标位移与实际位移偏差 8.1° 但总体呈线性关系，体现出整机的高精度和加入闭环控制以及误差补偿后的潜力。

综上所述，实验结果全面验证了所设计平台的结构合理性与运动性能，为后续开展更复杂轨迹规划，控制算法验证和误差补偿系统搭建提供了坚实基础。

五、结论与展望

5.1 本文研究总结

本文围绕三自由度柔性铰链并联机器人的设计与分析展开研究，完成了从结构设计、建模仿真到实验验证的全过程。通过运动学与动力学建模，明确了系统的工作原理与关键参数。仿真结果表明该结构具备良好的运动精度与稳定性，实验部分进一步验证了模型的可行性。

与传统刚性关节并联机器人不同，本研究采用柔性铰链替代传统关节，简化结构并提高系统的定位精度。在运动学求解方面，结合 MATLAB 建立了完整的逆运动学仿真模型，并可以计算机构的工作空间，可输出各柔性铰链角度与移动副位移变化，为实验提供了轨迹参数。此外，还使用 Simulink Desktop Realtime 进行控制，搭建了实验平台，验证了重复定位精度和运动分辨率，显示出良好的定位精度和未来闭环控制潜力。

5.2 存在的不足

尽管本研究取得了一定成果，但仍存在一些不足之处。例如，柔性铰链材料建模较为简化，未考虑柔性铰链带来的轴漂问题；仅进行了运动学逆解，并未完成运动学正解；

没有针对整个系统进行动力学理论分析，分析动平台受力传递路径，仅进行了仿真计算；实验平台存在一定装配，校准和测量误差，影响测试数据；实验平台仅进行了开环控制，没有进行闭环控制和引入误差补偿系统。

5.3 后续研究展望

重新进行数学建模，针对各个部件的动力学进行理论分析，从而优化设计方案，减少形变量，提高系统刚度。对柔性铰链进行更细致的理论分析和仿真，探究铰链的轴点漂移问题。改进实验平台的初始校准和装配工艺，减小系统误差。搭建闭环控制系统，引入误差补偿系统，针对各个误差环节进行校准和补偿。

参考文献

- [1] 张学军, 樊延超, 鲍赫, 等. 超大口径空间光学遥感器的应用和发展[J]. 光学精密工程, 2016-24 (11) : 2613-2626.
- [2] Bely P Y. The Design and Construction of Large Optical Telescopes[M]. New York, NY: Springer, 2003.
- [3] 卢晓明. 空间大口径望远镜光机结构优化设计[D]. 中国科学院大学(中国科学院上海技术物理研究所), 2018.
- [4] 曹玉岩, 王建立, 陈涛, 等. 基于 Hexapod 平台的地基大型光学望远镜失调误差主动补偿[J]. 光学精密工程, 2020,28 (11) : 2452-2465.
- [5] Siciliano B, Khatib O. Springer Handbook of Robotics[M]. Springer International Publishing, 2016.
- [6] Yu J. State-of-art of Compliant Mechanisms and Their Applications[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(13): 53.
- [7] Yang Z, Zhou X, Huang H. Structure dependence of the output performances of a self-deformation driving (SDD) piezoelectric actuator[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2020, 302: 111808.
- [8] 时运来, 娄成树, 张军, 等. 黏滑驱动式小型精密运动平台[J]. 光学精密工程, 2018,26 (05) : 1124-1132.
- [9] 康升征, 王浩文. 面向细胞微操作的柔性并联压电定位台设计与实验[J]. 光学精密工程, 2025,33 (02) : 220-235.
- [10] Naderi Rahnema A, Moghimi Zand M, Mousavi Mashhadi M. An analytical investigation on the new design of 3-DOF flexible nanopositioner driven by electrostatic actuators[J]. Microsystem Technologies, 2020, 26(12): 3737-3745.
- [11] 张建峰. 刚柔耦合平面并联机构设计及其性能分析[D]. 北京交通大学, 2018.

- [12] Schipani P, Perrotta F, Molfese C, 等. The VST secondary mirror support system[C]//Advanced Optical and Mechanical Technologies in Telescopes and Instrumentation: 卷 7018. SPIE, 2008: 1380-1389.
- [13] Thomas S. The LSST Real-Time Active Optics System[C]//Proceedings of the Adaptive Optics for Extremely Large Telescopes 5. Instituto de Astrofísica de Canarias (IAC), 2017.
- [14] THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA. The Design of the Keck Observatory and Telescope[M]. CALIFORNIA INSTITUTE OF TECHNOLOGY, 1985.
- [15] Iye M. Subaru Telescope —History, active/adaptive optics, instruments, and scientific achievements—[J]. Proceedings of the Japan Academy, Series B, 2021, 97(7): 337-370.
- [16] Hinz P M, Bouchez A, Johns M, 等. The GMT adaptive optics system[C]//Adaptive Optics Systems II: 卷 7736. SPIE, 2010: 139-150.
- [17] Yu Y, Wang X, Xu Z, 等. Parallel adjustment mechanism for large aperture telescope based on flexible hinges[J]. Optics and Precision Engineering, 2023, 31(3): 352-362.
- [18] 卢保伟. 车载望远镜次镜桁架动态调整技术研究[D]. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 2023.
- [19] 程颖. 新型六自由度副镜支承机构的研究[D]. 南京航空航天大学, 2018.
- [20] Seo T, Sitti M. Tank-Like Module-Based Climbing Robot Using Passive Compliant Joints[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2013, 18(1): 397-408.
- [21] Gräser P, Linß S, Zentner L, 等. Design and Experimental Characterization of a Flexure Hinge-Based Parallel Four-Bar Mechanism for Precision Guides[M]//Microactuators and Micromechanisms. Springer, Cham, 2017: 139-152.
- [22] Yun Y, Li Y. Design and analysis of a novel 6-DOF redundant actuated parallel robot with compliant hinges for high precision positioning[J]. Nonlinear Dynamics, 2010, 61(4): 829-845.
- [23] Ma W, Liu X, Qiu X, 等. Comparative folding/unfolding performance of notch-type compliant joints[J]. Case Studies in Construction Materials, 2023, 18: e01760.

- [24]吴昊, 李宗轩, 张德福, 等. 交叉簧片柔性铰链设计[J]. 中国机械工程, 2022,33(10) .
- [25]Hayashi M, Fukuda M. Generation of nanometer displacement using reduction mechanism consisting of torsional leaf spring hinges[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2012, 13(5): 679-684.
- [26]任宁, 耿铁, 周峰. 四种复合型柔性铰链刚度分析与应用[J]. 机械传动, 2013,37(10) : 119-122.
- [27]段学超, 仇原鹰, 段宝岩. 基于自适应遗传算法的 Stewart 平台结构双目标优化设计[J]. 计算力学学报, 2006,(06): 718-721.
- [28]Prucnal-Wieszort M. Accuracy Of Positioning And Orientation Of Effector Of Planar Parallel Manipulator 3RRR[J]. Acta Mechanica et Automatica, 2015, 9(3): 151-154.
- [29]Kinematic analysis and optimal design of a novel parallel pointing mechanism[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 104: 105931.
- [30]Hamid D T. Parallel Robots: Mechanics and Control[M]. CRC Press, 2020.
- [31]Majou F, Gosselin C, Wenger P, 等. Parametric stiffness analysis of the Orthoglide[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(3): 296-311.
- [32]武振华. 3-RPR 三自由度并联机构的性能研究[D]. 中北大学, 2013.
- [33]邱栋. 一种新型并联机构工作空间边界搜索算法研究[J]. 机械设计与制造, 2023,(07): 215-222.

致 谢

大学四年，一晃而过。首先，要感谢父母和爷爷奶奶的养育之恩，感谢父母和爷爷奶奶为我提供了丰富的物质和精神资源，在人生迷茫的时候引导我前行，在我披荆斩棘的时候成为我坚实的后盾。其次，感谢项升导师的教导，从大一进入实验室，至今已有三年半。项升导师谆谆教导，不厌其烦，将我从一个一问三不知的小孩教导成为一个具有初步逻辑思维的成人。可以说没有项升导师的教导，就没有现在能够在实验室独当一面的我。然后，感谢陪伴了四年的室友和师兄们，感谢你们陪伴我度过了最重要四年，在我低谷的时候鼓励我前行。最后，要感谢我自己，四年时间，奋斗不少，懈怠也不少，但是总体上我还是满意的。我要把毕业设计送给自己当做毕业礼物，以此纪念自己的大学生涯，人生中最重要，最美好，最成长的四年。