DOI: 10.3901/JME.2019.11.114

一种2自由度柔顺移动并联机构研究 及其在对接装置上应用*

杨毅 鹿碧洲 李小毛 姚骏峰 蒲华燕 彭艳
(上海大学机电工程与自动化学院 上海 200444)

摘要: 利用伪刚体模型研究了柔性曲梁的弹性回复力和刚度特性, 推导出了柔性曲梁的直线刚度表达式, 其结果表明通过改变曲梁的预变形量可以改善曲梁的刚度特性, 使其具有近似线性化刚度特点。利用该特点, 提出了一种双曲梁支链结构形式。结合伪刚体模型和螺旋理论, 探讨了该双曲梁支链的自由度和运动特性, 进而设计出了一种2自由度柔顺移动并联机构。根据机构运动特点, 推导出了其简化运动学和动力学方程, 给出了并联机构平台的工作空间和刚度性能, 对并联机构平台的极限扭转力矩进行了研究, 并制作了柔顺移动并联机构实物样机, 对其运动特性进行了试验验证。最后, 将2自由度柔顺移动并联机构应用于无人艇水样对接装置设计, 利用ADAMS仿真了对接过程, 结果表明, 该装置能在有较大的径向平移偏差和角度偏差的情况下, 完成公头和母头的柔顺对接。

关键词: 伪刚体模型; 柔性曲梁; 柔顺移动并联机构; 对接装置

中图分类号: TH112

Investigation of 2-DOF Compliant Translational Parallel Mechanism and Applied in the Docking Device

YANG Yi LU Bizhou LI Xiaomao YAO Junfeng PU Huayan PENG Yan
(School of Mechatronic Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200444)

Abstract: The pseudo-rigid-body model is used to study the elastic force and the stiffness characteristics of the flexible curved beam. Based on that, the stiffness of the flexible curved beam is deduced. The results show that the stiffness of the curved beam can be improved by changing the pre-deformation of the curved beam, which makes the curved beam has the characteristics of the approximate linear stiffness. By virtue of this feature, a kind of kinematic chain formed by double curved beams is Proposed. Based on the pseudo-rigid-body model and screw theory, the mobility and the kinematics of the double-curved-beam branch are discussed. A novel 2-DOF compliant translational parallel mechanism is designed. The simplified kinematic and dynamic equations of this mechanism are deduced, and the work space, the stiffness performance and the ultimate torque of the parallel mechanism platform are analyzed. Finally, the prototype of this compliant parallel mechanism is manufactured to verify its kinematic characteristics. The 2-DOF compliant translational parallel mechanism is applied to the design of the docking device of the water sample collection system on USV. The docking process is simulated by ADAMS. The results show that this device makes the docking between the male and female connectors smooth with the circumstance of large radial translational deviation and angular deviation.

Key words: pseudo-rigid-body; flexible curved beam; compliant translational parallel mechanism; docking device

0 前言

在航空航天、可重构机器人和自动化系统中, 对接装置被广泛应用于结构对接、燃料补给、数据

传输等方面。本文以海洋环境监测无人艇为应用背景, 设计了一种用于无人艇甲板的对接装置, 该对接装置可以实现水样系统中对接公头和母头的管路对接。由于受到船体晃动、加工装配误差等影响, 在对接过程中, 装置的公头和母头之间存在一定角度和位置偏差。为消除对接偏差, 本文设计的对接装置包含两个被动自适应部件。其一是一个波纹管, 它可以为对接母头提供X轴和Y轴的两个旋转自由

* 国家自然科学基金(91648119, 61673254, 51675318, U1613226)和国家重点研发计划(2017YFC0806700)资助项目。20180602收到初稿, 20190305收到修改稿

度;其二是一个2自由度柔顺移动并联机构,它可以使波纹管在OXY平面内平移运动。因此,整个对接装置的被动部件包含4个自由度。通过波纹管 and 柔顺移动机构的被动运动实现对接偏差补偿。

在已有2自由度移动并联机构中,结构形式较简单的是采用2-PP运动支链形式^[1]。为降低制造难度,刘辛军等^[2-3]提出了一种基于平行四边形单元的2自由度平面移动并联机构,并对其进行了运动性能优化。吴军等研究了一种2自由度平面移动并联机构的运动优化和动力学问题^[4]。韩国学者KIM等^[5]将平行四边形单元与移动副单元串联形成PPa运动支链,提出了新型平面移动并联机构。黄田等^[6]将2个平行四边形单元组合,形成一种2自由度Delta并联机器人。在以上研究基础上,文献[7]提出了一种平行直线运动单元,利用该平行直线运动单元组成的平面移动并联机构具有工作空间大、结构简单的特点。

为进一步简化制造难度,减小对接机构的体积和重量,降低维护成本,本文用柔性曲梁结构代替文献[7]中的直线运动单元,设计出一种2自由度柔顺移动并联机构。与应用于微纳平台的柔性XY移动平台相比^[8-10],该柔顺移动并联机构工作空间更大,加工更容易,而且与柔性铰链结构相比,曲梁的变形更加均匀,能够更有效地减少应力集中。本文首先利用伪刚体模型法(Pseudo-rigid-body model, PRB)对柔性曲梁刚度特性进行了研究^[11-18],结果表明柔性曲梁的预变形和预应力安装可以改善结构刚度,使其具有线性化特性;其次,利用螺旋理论,探讨了柔顺移动并联机构的自由度和运动特性,进而推导出了简化柔顺移动并联机构的运动学和动力学方程,给出了平台的工作空间、刚度空间和极限扭矩;最后,制作了柔顺移动并联机构实物样机,对其运动特性进行了试验验证,并将柔顺移动并联机构应用于对接装置设计,利用ADAMS仿真了对接过程。

1 柔性曲梁伪刚体模型及刚度特性

1.1 曲梁伪刚体模型

本文采用的柔性曲梁初始形状具有恒定曲率半径,且两端均为铰链连接。该类型简支曲梁,只有水平力才能让其产生变形,而垂直方向力只产生刚体转动^[19]。因此,本文主要研究两端简支曲梁受水平力的力学和刚度特性。根据文献[11],该类型简支柔性曲梁可以看成是两片对称的相同曲梁耦合在一起,两边的伪刚体杆长相同,铰链角度相同,扭

簧也等值,如图1所示。

图1 柔性曲梁与伪刚体模型

图1b中, ϕ 是曲梁伪刚体模型的变形角, ϕ_i 是变形角的初始值。 γ 是伪刚体特征半径系数。对于曲梁,特征半径系数 γ 按初始直梁时取值, γl 是整段曲梁沿初始直梁的度量。考虑到曲率,伪刚体杆的长度为 ρl ,令半段曲梁的伪刚体杆长度为 l_b ,则

$$l_b = \frac{\rho l}{2} \quad (1)$$

变形后,曲梁两端的水平距离

$$D = 2(l_b \cos \phi + l_a) \quad (2)$$

令 K_ϕ 为伪刚体角的扭簧常数,可通过下式求得

$$K_\phi = 2\rho K_\Theta \frac{EI}{l} \quad (3)$$

式中, K 为弹性模量, I 为曲梁截面的惯性矩, K_Θ 为伪刚体角扭簧的刚度系数,可由式(4)求得

$$K_\Theta = 2.568 - 0.028\kappa_i + 0.137\kappa_i^2 \quad 0.5 \leq \kappa_i \leq 1.5 \quad (4)$$

式中, κ_i 为初始曲梁长度与曲率半径的比值。

利用虚功原理,可以得到

$$2K_\phi(\phi - \phi_i)\delta\phi = F\delta D \quad (5)$$

对式(2)求微分,可以得到

$$\delta D = -2l_b \sin \phi \delta\phi \quad (6)$$

将式(6)代入式(5)得到

$$2K_\phi(\phi - \phi_i)\delta\phi = -2l_b F \sin \phi \delta\phi \quad (7)$$

式(7)整理后可得

$$F = -\frac{K_\phi(\phi - \phi_i)}{l_b \sin \phi} \quad (8)$$

为便于后面分析,柔性曲梁伪刚体模型可以进一步简化成滑动副+弹簧的伪刚体模型,弹簧的刚度值

K_D 可由式(8)对距离 D 求导得到

$$K_D = -\frac{K_\phi(\phi - \phi_i)l_b \cos \phi - K_\phi l_b \sin \phi}{2l_b^3 \sin^3 \phi} \quad (9)$$

其中, ϕ 可以用 D 表示为

$$\phi = \arccos \frac{D - 2l_a}{2l_b} \quad (10)$$

根据文献[11], 初始曲梁长度与曲率半径的比值 κ_i 最好在范围[0.5, 1.5]之间。 κ_i 越大, 曲梁的弧度值越大, 曲梁两端允许的拉伸运动范围就越大; 相反, κ_i 越小, 曲梁两端允许的拉伸运动范围越小。为使设计的并联机构有较大的运动空间, 本文 κ_i 选取在 [1, 1.5] 之间。

为考察以上伪刚体模型的精确性, 本文在 ANSYS 中建立了曲梁模型, 并将计算结果与伪刚体模型进行了比较。选取曲梁截面尺寸为 50 mm×1.5 mm, 初始两端的距离为 $D_0 = 227$ mm, 半径 $R = 202.5$ mm, 材料为 ABS, 弹性模量 $E = 2.2$ GPa, 曲梁一端与地面铰接, 另一端施加位移约束使曲梁弯曲, 将该过程在 ANSYS 中仿真, 计算约束力与位移变化曲线, 并与伪刚体模型比较, 如图 2 所示。

图中实线为伪刚体模型计算结果, 虚线为 ANSYS 计算结果。利用伪刚体模型计算的载荷力与在 ANSYS 中的仿真结果十分接近, 最大误差为 3.7%。由此可见, 该伪刚体模型能很好反映两端简支曲梁受水平力的力学和运动特性, 下一节利用该伪刚体模型进一步探讨两端简支曲梁的刚度特性。

图 2 曲梁伪刚体模型与 ANSYS 模型比较

1.2 曲梁刚度特性

本节研究简支曲梁两端距离恒定条件下, 不同曲梁半径对曲梁刚度的影响。设曲梁初始状态两端的距离恒为 $D_0 = 227$ mm, 曲梁的截面尺寸为 50 mm×1.5 mm, 曲梁半径 R 在 [165, 225] 之间变化, 初始曲梁长度与曲率半径的比值 κ_i 可用 D_0 和 R 表示为

$$\kappa_i = 2 \arcsin(D_0 / (2R)) \quad (11)$$

可知, 初始 κ_i 在 [1.06, 1.52] 之间。将条件代入式(8)、(9)可求得曲梁的载荷力和曲梁刚度值随半径的变化曲线, 如图 3、4 所示。

图 3 载荷力变化曲线

图 4 刚度值变化曲线

从以上曲梁的载荷力和刚度值曲线可以看出, 曲梁半径越小, 初始刚度值和载荷力越小; 当两端距离小于一定值(约 207 mm)后, 曲梁的刚度值趋于一致, 载荷力和位移变形趋向于线性关系。即在给曲梁施加一定压缩预变形量后, 曲梁的刚度值趋于线性, 拥有较好的力学性能。利用该特点, 可以通过调整曲梁压缩预变形量来改善机构的刚度性能, 以满足设计要求。

2 柔顺移动并联机构设计与自由度分析

2.1 双曲梁支链结构

文献[7]提出了一种平行直线运动单元, 该运动单元利用平行四边形机构约束平台的旋转自由度, 使其只具有移动自由度。由上述分析可知, 柔性曲梁可进一步近似为一个滑动副+弹簧的简化伪刚体模型。本文利用曲梁代替文献[7]中的滑块机构, 形成双曲梁支链, 如图 5 所示。该双曲梁支链通过上

下对称的柔性平行四边形机构保持两根曲梁的平行运动,约束运动平台的旋转自由度。利用伪刚体模型,双曲梁支链的模型如图5b所示。

图5 双曲梁支链结构及伪刚体模型

图5b中,设 $\mathbf{P}_{A1}$, $\mathbf{P}_{B1}$, $\mathbf{P}_{C1}$ 和 $\mathbf{P}_{D1}$ 是铰链 A_1 , B_1 , C_1 和 D_1 的坐标。铰链的轴线矢量 $\mathbf{s} = (0, 0, 1)$, 每个铰链的运动螺旋可由式(12)得到

$$\mathbf{S}_i = (\mathbf{s}; \mathbf{P}_i \times \mathbf{s}) \quad i = A_1, \dots, C_2, D_2 \quad (12)$$

闭环连杆 $A_1B_1C_1D_1 - A_2B_2C_2D_2$ 的运动螺旋方程可以写为

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{A1}\dot{\theta}_1 + \mathbf{S}_{B1}\dot{\theta}_2 + \mathbf{S}_{C1}\dot{\theta}_3 + \mathbf{S}_{D1}\dot{\theta}_4 = \\ \mathbf{S}_{A2}\dot{\theta}_5 + \mathbf{S}_{B2}\dot{\theta}_6 + \mathbf{S}_{C2}\dot{\theta}_7 + \mathbf{S}_{D2}\dot{\theta}_8 \end{aligned} \quad (13)$$

考虑上下两个平行四边形约束, θ_1 , θ_5 , θ_4 和 θ_8 满足以下条件

$$\theta_1 = \theta_5 \quad \theta_4 = \theta_8 \quad \dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_5 \quad \dot{\theta}_4 = \dot{\theta}_8 \quad (14)$$

将式(14)代入式(13), 式(13)可写成矩阵形式

$$(\mathbf{S}_{A1} - \mathbf{S}_{A2}, \mathbf{S}_{B1}, \mathbf{S}_{C1}, \mathbf{S}_{D1} - \mathbf{S}_{D2}, -\mathbf{S}_{B2}, \mathbf{S}_{D2}) \begin{pmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \\ \dot{\theta}_4 \\ \dot{\theta}_6 \\ \dot{\theta}_7 \end{pmatrix} = \mathbf{0} \quad (15)$$

再将机构的初始条件 $\theta_7 = \theta_3$, $\theta_6 = \theta_1$, $\theta_3 = \theta_2$ 代入上式, 并求解可以得到

$$\begin{pmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \\ \dot{\theta}_4 \\ \dot{\theta}_6 \\ \dot{\theta}_7 \end{pmatrix} = q_1 \begin{pmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + q_2 \begin{pmatrix} -1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} + q_3 \begin{pmatrix} -1 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (16)$$

将以上求解结果代入式(13), 可得到平台的运动旋

量为

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_p = \mathbf{S}_{A1}\dot{\theta}_1 + \mathbf{S}_{B1}\dot{\theta}_2 + \mathbf{S}_{C1}\dot{\theta}_3 + \mathbf{S}_{D1}\dot{\theta}_4 = \\ q_1 \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2l_a \sin(\theta_1 + \theta_2) + l_b (\sin \theta_1 + \sin(\theta_1 + 2\theta_2)) \\ -(2l_a \cos(\theta_1 + \theta_2) + l_b (\cos \theta_1 + \cos(\theta_1 + 2\theta_2))) \\ 0 \end{pmatrix} + \\ q_2 \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ l_b \sin \theta_1 \\ -l_b \sin \theta_1 \\ 0 \end{pmatrix} + q_3 \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2l_a \sin(\theta_1 + \theta_2) + l_b \sin \theta_1 \\ -2l_a \cos(\theta_1 + \theta_2) - l_b \cos \theta_1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (17) \end{aligned}$$

由式(17)可知, 该支链平台只有移动自由度而没有旋转自由度。

2.2 柔顺移动并联平台

基于双曲梁支链的自由度特征, 将该支链绕平台中心呈 120° 分布, 可得到一种2自由度柔顺移动并联平台。该并联平台可在 XOY 平面内移动, 而没有转动自由度。由第1节可知, 当给曲梁施加一定压缩预变形后, 曲梁具有较好的线性力学性能。因此, 本文在每个支链组装时, 预先使曲梁压缩20 mm。曲梁截面尺寸为50 mm×1.5 mm, 初始两端的距离为 $D_0 = 227$ mm, 半径 $R = 202.5$ mm, 材料为ABS, 整个2自由度柔顺移动并联平台如图6所示。

图6 2自由度柔顺移动并联平台

2.3 极限扭转力矩

考虑到曲梁的柔性, 柔顺并联平台可承受的扭转力矩是有极限值的。当超过极限扭转力矩以后, 平台扭转角度会产生“突变跳跃”, 从而使柔顺并联平台不能正常使用。本节在平台中心施加一个扭转力矩, 以考察双曲梁支链对平台扭转力矩的承受能力。由于曲梁的弯曲有方向性, 本文施加逆时针和

顺时针两个方向的扭转力矩, 分别考察其能承受的最大扭转力矩。如图7所示。

(a) 逆时针扭转力矩与平台扭转角度曲线

(b) 逆时针极限变形

图7 逆时针极限扭转力矩

由图8可以看到, 平台承受的扭转力矩在5500 N·mm以下时, 平台的扭转角很小(5°以内), 基本上是线性关系; 当超过5500 N·mm以后, 平台的扭转角发生突变, 平台稳定工作状态被破坏。考虑到平台10 N以内的平移推力, 该平台的极限扭转力矩完全能保证该平台在正常运动时不会发生扭转突变, 能够满足应用要求。

(a) 顺时针扭转力矩与平台扭转角度曲线

(b) 顺时针极限变形

图8 顺时针极限扭转力矩

3 运动学与动力学

在以上分析基础上, 可以将2自由度柔顺移动并联平台简化为3-RPR机构(图9), 其中的旋转自由度被约束。

图9 简化为3-RPR机构

图中, 每个支链的长度 l_i ($i=1,2,3$) 可由式(18)表示

$$l_i = \sqrt{(x_{B1} + p_x - x_{A1})^2 + (y_{B1} + p_y - y_{A1})^2} \quad (18)$$

对式(18)求导, 可以得到运动平台的速度方程

$$\dot{l}_i = \dot{p}_x \cos \theta_i + \dot{p}_y \sin \theta_i \quad (19)$$

当平台运动时, 由于曲梁变形产生的弹性力和平台所受到的外力 F_x 和 F_y 满足平衡方程

$$\begin{cases} -F_x + \sum_{i=1}^n k_i \Delta l_i \cos \theta_i = 0 \\ -F_y + \sum_{i=1}^n k_i \Delta l_i \sin \theta_i = 0 \end{cases} \quad (20)$$

式(20)中, k_i 是每个支链的等效刚度, 由于每个支链由2根曲梁组成, 故 $k_i = 2K_D$ 。进而可以得到平台的刚度矩阵

$$\mathbf{K}_s = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n k_i \cos^2 \theta_i & \sum_{i=1}^n k_i \sin \theta_i \cos \theta_i \\ \sum_{i=1}^n k_i \sin \theta_i \cos \theta_i & \sum_{i=1}^n k_i \sin^2 \theta_i \end{bmatrix} \quad (21)$$

平台的动力学方程可以写为

$$\mathbf{M} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \mathbf{C}_s \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \mathbf{K}_s \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \quad (22)$$

式中, $\mathbf{M}$ 是质量矩阵; $\mathbf{C}_s$ 是比例阻尼矩阵。

如果平台位于机构的中心位置, 且各个支链成

中心对称分布, θ_i 成等差数列, 此时, 由三角函数关系可以得到

$$\sum_{i=1}^n \cos^2 \theta_i = \frac{1}{2}n \quad \sum_{i=1}^n \sin^2 \theta_i = \frac{1}{2}n \quad \sum_{i=1}^n \sin \theta_i \cos \theta_i = 0$$

由式(21)可以得到平台中心的刚度矩阵为

$$\mathbf{K}_{sc} = k_i \begin{bmatrix} \frac{1}{2}n & 0 \\ 0 & \frac{1}{2}n \end{bmatrix} \quad (23)$$

式中, k_i 是双曲梁支链初始刚度值。初始刚度值与曲梁的尺寸有关, 也与柔顺并联机构安装时的预压缩变形量有关。以第 2.2 节提出的柔顺移动并联平台为例, 安装的预压缩变形量由 0 增大到 60 mm, 其对应的 k_i 如图 10 所示。

图 10 k_i 随安装预压缩变形量变化曲线

图 10 中, 安装预压缩变形量越大, 平台中心的刚度值越小。如果平台的运动范围较小, 可以近似用式(23)代替动力学方程中的 $\mathbf{K}_s$, 进而估算平台的回复力、频率等性能。

4 柔顺移动并联机构性能研究

4.1 工作空间

设 $l_{\min}$, $l_{\max}$ 是每个支链允许的最小伸长量和最大伸长量。由式(18)可知, 每个支链的运动平台工作空间是以 $[(x_{A1} - x_{B1}), (y_{A1} - y_{B1})]$ 为圆心, $l_{\min}$, $l_{\max}$ 为最小半径和最大半径的圆环。整个 3 支链运动平台的运动空间是这 3 个圆环的交集。

每个支链的运动范围不会超过曲梁完全伸直的长度, 即

$$l_{\max} = 2R \cdot \arcsin\left(\frac{D_0}{2R}\right) \quad (24)$$

以 $D_0 = 227$ mm, 半径 $R = 202.5$ mm 的曲梁组成双曲梁支链为例, 该双曲梁支链的最大伸长量为 240.97 mm。计算可以得到, 该双曲梁支链 2 自由度平台的运动工作空间如图 11 所示, 该工作空间中最大的内切圆直径为 66.36 mm。

图 11 工作空间

4.2 平台刚度性能

在工作空间内, 绘制支链在不同预变形量下, 柔顺并联平台弹性回复力的等高线和广义力椭圆, 如图 12 所示。图中, 等高线越密集的地方, 其平台回复力越大; 反之, 等高线越稀疏的地方, 其回复力越小。将等高线求导可以得到回复力的梯度矢量图。图中的广义力椭圆的长轴方向是该点弹性回复力最大方向, 短轴方向是该点弹性回复力最小方向。由图中可以看到回复力的梯度矢量与广义力椭圆的长轴方向一致。图中的等高线和广义力椭圆越趋向圆形, 平台刚度的各向同性性能越好。

图 12 平台弹性回复力等高线及广义力椭圆

从图 12 可以看到, 支链压缩预变形量越大, 在同等工作空间的弹性回复力越小。同时, 等高线和广义力椭圆越趋向圆形, 平台刚度的各向同性性能越好。这是由于根据第 3 节分析结果, 曲梁的压缩变形量越大, 刚度值越小, 刚度性能越趋向于线性关系。因此, 可通过曲梁压缩预变形量的变化调整

平台的刚度和回复力,使其满足预先设计要求。

在以上设计基础上,本文制作了该 2 自由度柔顺移动并联机构实物样机,如图 13 所示。

图 13 2 自由度柔顺移动并联机构实物样机

通过用手拨动实物,平台可在 OXY 平面内柔顺移动;用手扭转平台,平台几乎不发生扭转运动。其运动特征与以上设计和分析一致。

5 对接装置设计及仿真

将该 2 自由度柔顺移动并联机构应用于对接取样装置设计,如图 14 所示。对接取样装置可以分为两个主要部分。一个部分安装于采水器,对接公头安装于采水器顶部,对接头内有管道,用于抽取采水器中水样。采水器从海水中提升至无人环境监测

图 14 对接装置

艇甲板后,抱持装置抱紧采水器,使得采水器和艇体相对固定。另一部分是被动对接机构,包括 2 自由度柔顺移动机构,波纹管和对接母头。对接时,直线推杆驱动被动对接机构靠近采水器对接公头,对接母头通过平面移动机构和波纹管的被动运动调节其位置和姿态以适应对接过程中的位置和角度偏移。

将以上对接过程在 ADAMS 中进行仿真,计算对接过程机构的运动位移和驱动力变化曲线。给定对接初始条件:对接公头偏移地面垂线 5° ,对接公头与母头中心距离偏离 13.74 mm。波纹管外径和内径分别为 40 mm 和 27 mm,壁厚 0.12 mm,波纹管圈数为 8 圈(图 15)。仿真时将波纹管简化为球副+扭簧的形式,球副位置在波纹管中点,扭簧刚度可由文献[20]计算为 $17.6 \text{ N}\cdot\text{mm}/(^{\circ})$ 。仿真开始时,被动对接机构在推杆驱动下以 10 mm/s 速度向下移动,待对接母头和公头完全对接后,推杆停滞 2 s,尔后推杆缩回,直至被动对接机构返回至初始位置。整个过程如图 16 所示;柔顺并联机构平台的位移和推杆驱动力曲线如图 17、18 所示。

图 15 仿真条件

图 16 对接过程仿真

图17 平台位移曲线

图18 推杆驱动力曲线

图17中,柔顺并联机构平台在对接中的最大位移为18 mm,位移曲线平滑;图18中,不考虑重力影响,推杆克服被动对接机构弹性变形的驱动力为3.5 N。从位移和驱动力曲线看出,该装置可以实现一定位置和角度偏移条件下,公头和母头的柔顺对接。

6 结论

(1) 本文利用伪刚体模型研究了柔性曲梁的弹性回复力和刚度特性,推导出了柔性曲梁的直线刚度表达式。其结果表明,相同曲梁条件下,压缩预变形量越大,其刚度值越小,且越具有较好的线性化特点。

(2) 提出一种双曲梁支链结构,并设计了一种2自由度柔顺并联机构。结合伪刚体模型和旋量理论分析了柔顺并联机构自由度特征,该柔顺机构在 XOY 平面内具有移动自由度而没有转动自由度。考虑曲梁柔性,研究了柔顺并联平台的极限扭转力矩。当平台承受的扭转力矩小于极限扭转力矩,扭转角很小(5° 以内),且呈线性关系。当扭转力矩大于极限扭转力矩,扭转角发生突变,平台稳定工作状态被破坏。

(3) 建立了简化2自由度柔顺并联机构运动学和动力学模型,给出了该柔顺并联机构的工作空间。在工作空间内,绘制了支链在不同预变形量下,柔顺并联平台弹性回复力的等高线和广义力椭圆。结果表明支链压缩预变形量越大,在同等工作空间的弹性回复力越小,平台刚度的各向同性性能越好。

(4) 根据以上设计和分析结果,制作了2自由

度柔顺移动并联机构实物样机,对其运动特性进行了试验验证。将该2自由度柔顺移动并联机构应用于无人艇水样对接装置,利用ADAMS仿真了对接过程,从位移和驱动力仿真曲线看出,该装置可以实现一定位置和角度偏移条件下,公头和母头的柔顺对接。本文提出的2自由度柔顺移动并联机构具有工作空间大,结构简单,加工容易的特点,后续研究将考虑加入压电陶瓷等致动元件,可应用于微纳操作台等仪器设备研制。

参考文献

- [1] DONG J, YUAN C, STORI J A, et al. Development of a high-speed 3-axis machine tool using a novel parallel-kinematics X-Y table[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2004, 44(12-13): 1355-1371.
- [2] LIU X J, WANG Q M, WANG J J. Kinematics, dynamics and dimensional synthesis of a novel 2-DOF translational manipulator[J]. Journal of Intelligent and Robotic Systems, 2005, 41(4): 205-224.
- [3] LIU X J, WANG J, PRITSCHOW G. On the optimal kinematic design of the PRRRP 2-DOF parallel mechanism[J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(9): 1111-1130.
- [4] WU J, WANG J, LI T, et al. Analysis and application of a 2-DOF planar parallel mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129(4): 434-437.
- [5] KIM H S. Development of two types of novel planar translational parallel manipulators by using parallelogram mechanism[J]. Journal of the Korean Society for Precision Engineering, 2007, 24(8): 50-57.
- [6] HUANG T, LI Z, LI M, et al. Conceptual design and dimensional synthesis of a novel 2-DOF translational parallel robot for pick-and-place operations[J]. Journal of Mechanical Design, 2004, 126(3): 449-455.
- [7] YANG Y, PENG Y, PU H, et al. Design of 2-degrees-of-freedom (DOF) planar translational mechanisms with parallel linear motion elements for an automatic docking device[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 121: 398-424.
- [8] LI Y, XU Q. Development and assessment of a novel decoupled XY parallel micropositioning platform[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2010, 15(1): 125-135.
- [9] LI Y, HUANG J, TANG H. A compliant parallel XY micromotion stage with complete kinematic decoupling[J]. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, 2012, 9(3): 538-553.

- [10] AWTAR S, SLOCUM A H. Constraint-based design of parallel kinematic XY flexure mechanisms[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2007, 129(8): 816-830.
- [11] HOWELL L L. *Compliant mechanisms*[M], New York: Wiley, 2001.
- [12] 余跃庆, 徐齐平, 周鹏. 复合载荷作用下柔顺机构的 PR 伪刚体新模型[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(15): 9-14.
YU Yueqing, XU Qiping, ZHOU Peng. New PR pseudo-rigid-body model of compliant mechanisms subject to combined loads[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(15): 9-14.
- [13] 陈贵敏, 李端玲. 平面柔顺机构的自由度[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(13): 48-53.
CHEN Guimin, LI Duanling. Degree of freedom of planar compliant mechanisms[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(13): 48-53.
- [14] PEI X, YU J, ZONG G, et al. Design of compliant straight-line mechanisms using flexural joints[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 27(1): 146-153.
- [15] WANG N, LIANG X, ZHANG X. Pseudo-rigid-body model for corrugated cantilever beam used in compliant mechanisms[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 27(1): 122-129.
- [16] 于靖军, 毕树生, 宗光华, 等. 基于伪刚体模型法的全柔性机构位置分析[J]. *机械工程学报*, 2002, 38(2): 75-78.
YU Jingjun, BI Shusheng, ZONG Guanghua, et al. Kinematics analysis of fully compliant mechanisms using the pseudo-rigid-body model[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2002, 38(2): 75-78.
- [17] VENKITESWARAN V K, SU H J. A versatile 3R pseudo-rigid-body model for initially curved and straight compliant beams of uniform cross section[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2018, 140(9): 092305.
- [18] CHEN G, MA F, HAO G, et al. Modeling large deflections of initially curved beams in compliant mechanisms using chained beam constraint model[J]. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2019, 11(1): 011002.
- [19] EDWARDS B T, JENSEN B D, HOWELL L L. A pseudo-rigid-body model for initially-curved pinned-pinned segments used in compliant mechanisms[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2001, 123(3): 464-472.
- [20] 中国船舶工业集团公司, 全国船用机械标准化技术委员会. 2007. GB/T 12777-2008, 金属波纹管膨胀节通用技术条件[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
China State Shipbuilding Corporation Limited, National Marine Machinery Standardization Technical Committee. 2007. GB/T 12777-2008, General technical conditions for metal bellows expansion joints[S]. Beijing: China Standard Press, 2009.

作者简介: 杨毅, 男, 1982 年出生, 博士, 副研究员。主要研究方向为机构学和机器人技术。

E-mail: yiyangshu@shu.edu.cn

鹿碧洲, 男, 1993 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为机构设计与仿真。

E-mail: sxyclbz@126.com

李小毛(通信作者), 男, 1980 年出生, 博士, 研究员。主要研究方向为海洋机器人技术。

E-mail: lixiaomao@shu.edu.cn

姚骏峰, 男, 1990 年出生, 硕士。主要研究方向为机构设计。

Email: junfengyao@shu.edu.cn

蒲华燕, 女, 1982 年出生, 教授。主要研究方向为机器人技术。

E-mail: phygood_2001@shu.edu.cn

彭艳, 女, 1982 年出生, 教授。主要研究方向为海洋机器人技术。

E-mail: pengyan@shu.edu.cn