

DOI: 10.7652/xjtuxb201901001

面向大型航空结构件的混联柔性制造系统 概念设计与性能评估

张俊, 汤腾飞, 方汉良

(福州大学机械工程及自动化学院, 350116, 福州)

摘要: 为实现大尺寸弧形航空结构件的高效加工与快速装配,设计了一种弧形导轨加并联操作模块的新型混联柔性制造系统。首先,运用虚拟样机技术设计了柔性制造系统的结构方案。其次,建立了系统的运动学模型,推导了运动学逆解的解析表达,并分析了并联模块的奇异性;在此基础上,提出了一种基于“分层切片”思想的工作空间搜索方法,进而绘制了系统的可达工作空间。再次,采用子结构综合法建立了系统的弹性静力学模型,分析了典型位姿下并联模块在重力作用下的弹性变形,并对其进行了数值仿真验证。最后,提出了一种表征全局静力学性能的指标——平均位移指标,并用其评估了系统工作全域内的静力学性能。研究表明:该混联柔性制造系统兼具弧形串联机构工作空间大和并联机构刚度高、承载强的优点;在设计该混联柔性制造系统时,需特别关注重力效应引起的构件变形,且应着力提升并联模块沿 x 轴方向的抗弯能力和绕 y 轴方向的抗扭能力。

关键词: 柔性制造系统;并联机构;弧形导轨;工作空间

中图分类号: TP242 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)01-0001-10

Conceptual Design and Performance Evaluation of a Hybrid Flexible Manufacturing System for Large Scale Aeronautic Components

ZHANG Jun, TANG Tengfei, FANG Hanliang

(School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350116, China)

Abstract: To realize efficient manufacturing and quick assembling of the arc-shaped aeronautic structural component with large scale, a hybrid flexible manufacturing system consisting of a double circumferential guideway and two parallel kinematic machine (PKM) modules is proposed. A conceptual design of the flexible manufacturing system is carried out with the virtual prototype technology, a kinematic model is established to conduct an inverse kinematic description, and the singularity of the PKM is analyzed. Then the reachable workspace of the system is predicted by using a ‘sliced partition’ searching algorithm, and an elasto-static model is developed to calculate the gravity-caused elastic displacements of the system by the substructure synthesis technique. The results are validated by numerical simulations on ANSYS Workbench. An index of average displacement is suggested to evaluate the influence of configuration parameter on the system elasto-static performance throughout the entire reachable workspace. The investigations manifest that the flexible manufacturing system claims the merits of a large workspace generated by the

收稿日期: 2018-03-24。 作者简介: 张俊(1981—),男,教授。 基金项目: 福建省工业机器人基础部件技术重大研发平台基金资助项目(2014H2004)。

网络出版时间: 2018-10-09

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20181009.0912.002.html>

serial mechanism and high rigidity and loading capacity coming from the PKM module. The gravity-caused structural deformations must be paid enough attentions during the design stage of the flexible manufacturing system. Additionally, to facilitate its applications, the designers must enhance the bending resistance along x -direction and torsion resistance about y -direction of the hybrid flexible manufacturing system.

Keywords: flexible manufacturing system; parallel kinematic machine; circumferential guideway; workspace

为减轻整机重量,机身、主翼等具有复杂形面的大型航空结构件一般采用铝合金材料,因此该类结构件的加工与装配必须满足严苛的刚度和精度要求。传统的航空制造装配系统一般针对特定工况进行专门设计,容易导致加工柔性差、设计周期长、安装结构繁杂等问题,难以应对产品多样化及市场快速变化的需求^[1-2]。因此,研发适用于大型航空结构件的高效、高精度加工的柔性制造系统势在必行^[3]。

为提高制造系统的柔性,在航空工业中广泛应用各种工业机器人^[4-12]。其中,以 Sprint Z3^[7]、Tricept^[8]、Exechon^[9]为代表的并联机器人,因高刚度、高精度、大负载等优点,逐步应用于航空结构件的钻、铣、铆等多种加工与装配场合^[10-12]。目前,国外已有公司推出了混联柔性制造系统,如:德国 DS Technologies 公司的 Eco-speed 加工中心,采用一个 3 自由度并联模块串接一个 2 自由度直线移动导轨,构成 5 轴混联柔性制造系统,可用于航空结构件的高速铣削^[13];西班牙 LOXIN 集团的 Loxin Column Machine,采用 Tricept 并联机构为核心模块,串接 2 自由度直线移动导轨,构成多型串并式多轴混联柔性制造系统,可用于航空结构件加工与装配^[14]。

然而,由于采用直线式移动导轨,上述制造系统在应对大尺寸弧形结构件时需要多轴运动来合成所需的大尺寸弧形加工轨迹,往往面临工作空间受限、运动控制复杂的局面,难以高效应对机身分段、翼子板等弧形框架式航空结构件的加工与装配。

为解决弧形结构件的制造与装配问题,Oberoi 等开发了一款基于弧形导轨的多轴柔性制造系统,并应用于波音 777 系列的机身钻孔作业^[15];浙江大学的 Zhu 等通过在弧形导轨上串接钻孔机构,构建了一种用于机身钻孔加工的多轴柔性制造系统^[16]。

受上述工程问题及相关研究的启发,本文以一类 3 自由度过约束并联机构为核心功能模块^[17],串接弧形导轨,设计了一种 5 自由度混联柔性制造系统,希望为具有复杂曲面的大型航空结构件的柔性制造与装配提供一种技术解决方案。本文研究从如

下方面开展:首先,借助虚拟样机技术进行该类系统的概念设计;其次,开展逆运动学、奇异性建模与分析,以明确该类混联系统的工作空间;再次,通过力能分析,揭示荷载作用下系统各环节的弹性变形;最后,对工作全域内系统力学性能进行全面评估,以揭示位姿参数对力学性能的影响规律。

1 混联柔性制造系统概念设计

1.1 串联模块设计

为适应弧形框架式航空结构件的加工与装配,设计如图 1 所示的串联模块。

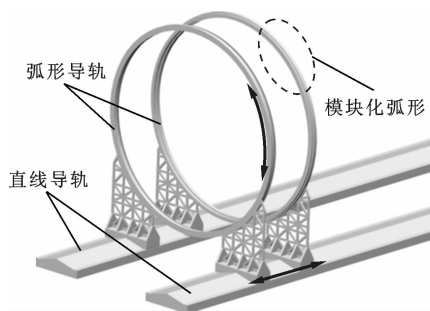


图 1 串联模块虚拟样机模型

由图 1 可知,串联模块主要由一对平行布置的弧形导轨和一对水平放置的直线导轨串联构成。其中,弧形导轨实现绕圆心的转动(1R),直线导轨实现沿导轨方向的移动(1T)。考虑到大尺寸弧形导轨加工困难,可采用多组模块化圆弧段拼装成完整的弧形导轨。

1.2 并联模块设计

为满足航空结构件的加工与装配需求,设计如图 2 所示的 3 自由度过约束并联模块,其主要由动平台(含电主轴和操作头)、静平台(含连接结构)和 3 条驱动支链(含伺服驱动)组成。

如图 2 所示,支链 1、3 具有相同结构,分别通过虎克铰 $U(A_1, A_3)$ 和转动副 $R(B_1, B_3)$ 与动、静平台相连,且二者关于支链 2 对称布置;支链 2 分别通过球铰 $S(A_2)$ 和转动副 $R(B_2)$ 与动、静平台相连。以机构学的观点分析,该并联模块为 2RPU-1RPS 过

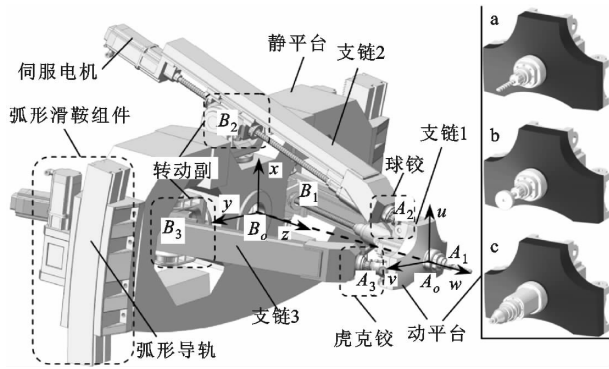


图 2 并联模块虚拟样机模型

约束并联机构。通过伺服电机驱动 3 条支链中的主动移动副,可实现动平台绕 x 、 y 轴的转动和沿 z 轴的移动,从而实现两转一平(2R1T)的运动输出^[17]。通过在动平台上安装不同的操作机具(如图 2 中的 a、b、c),可实现不同的加工与装配需求,如钻铣、打磨、铆接(配合零件夹持单元)等。

图 3 为连接结构弧形滑鞍组件的结构设计,其中,主动蜗杆 W_1 驱动从动蜗轮 G_1 转动,进而与 G_1 同轴的齿轮 G_2 驱动与滑鞍固联的从动齿条 R_2 移动。设计蜗杆的导程角小于啮合副的当量摩擦角,以保证并联模块在弧形导轨上运动时自锁。

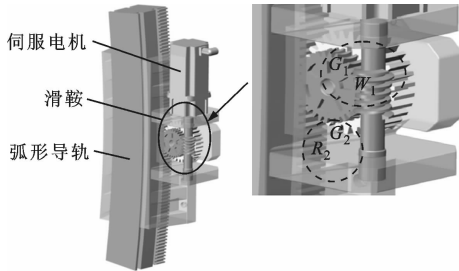


图 3 弧形滑鞍组件

1.3 混联柔性制造系统设计

将图 1、2 所示的串、并联模块结合,可搭建一个类 5 自由度混联柔性制造系统,如图 4 所示。

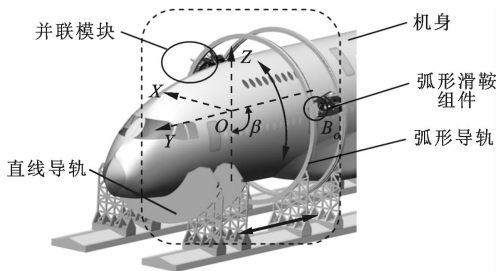


图 4 混联柔性制造系统虚拟样机模型

图 4 中:在双弧形导轨圆心 O 处建立系统坐标系 O - XYZ ,并令 Y 轴指向直线导轨移动方向, Z 轴垂直于直线导轨所在平面, X 轴由右手定则确定; β

表示并联模块在双弧形导轨上绕 Y 轴的转角, $\beta \in [0, \pi]$ 。该混联柔性制造系统主要由一转一平(1R1T)2 自由度串联模块和 2 组两转一平(2R1T)3 自由度并联模块组成,其中机身由柔性定位工装夹持,2 组并联模块通过弧形滑鞍组件安装于串联模块中的双弧形导轨之间,并由滑鞍之上的伺服电动机驱动其沿弧形导轨转动,而直线导轨则由独立的直线驱动模块驱动。

2 运动学分析与工作空间预估

2.1 运动学逆解建模与分析

运动学分析是评估该类混联柔性制造系统工作空间与静力学性能的前提,为此,可建立如图 5 所示的混联系统运动学模型。

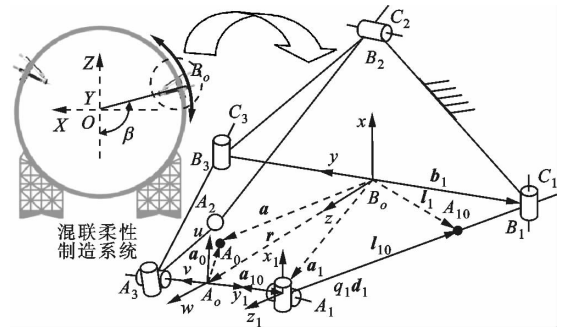


图 5 混联系统机构简图

图 5 中: C_i 表示支链 i 上丝杠后端支承轴承中心; A_0 表示动平台质心; A_{i0} 表示支链 i 上的质心; a_i 和 b_i 分别表示 A_i 和 B_i 在 B_0 - xyz 中的位置矢量; a_{i0} 表示 A_i 在 A_0 - uvw 中的位置矢量; a_0 和 l_{i0} 分别表示 A_0 和 A_{i0} 在各自坐标系下的位置矢量; a 和 l_i 分别表示质心 A_0 和 A_{i0} 在 B_0 - xyz 中的位置矢量; r 表示动平台坐标中心 A_0 点的位置矢量; q_i 和 d_i 分别表示支链 i 的腿长和单位方向矢量; i 表示支链编号, $i = 1, 2, 3$ 。等腰直角三角形 $\triangle A_1 A_2 A_3$ 和 $\triangle B_1 B_2 B_3$ 分别表示动、静平台, $\angle A_2 = \angle B_2 = 90^\circ$,外接圆半径分别为 r_p 和 r_b 。

在混联系统的串、并联模块上分别建立以下坐标系:在并联模块动、静平台中心 A_0 和 B_0 处分别建立连体坐标系 A_0 - uvw 和 B_0 - xyz ,其中 u 和 x 轴分别指向 A_2 、 B_2 , v 和 y 轴分别指向 A_3 、 B_3 , w 和 z 轴由右手定则确定;在支链 i 的 A_i ($i = 1, 2, 3$) 处建立连体坐标系 A_i - $x_i y_i z_i$,其中 x_i 平行于 x 轴, z_i 沿支链轴线方向, y_i 由右手定则确定。为清晰计,图 5 中仅示出支链 1 的质心 A_{10} 和支链连体坐标系 A_1 - $x_1 y_1 z_1$ 。

为便于混联系统的运动学分析,可首先分析结构较为复杂的并联模块,并将其运动转换至坐标系 B_o-xyz 下进行度量,混联系统坐标系 $O-XYZ$ 相对于并联模块坐标系 B_o-xyz 的旋转变换矩阵 ${}^B\mathbf{T}_O$ 可表示为

$${}^B\mathbf{T}_O = \text{rot}(Y, \beta) = \begin{bmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{bmatrix} \quad (1)$$

坐标系 A_o-uvw 和 $A_i-x_iy_iz_i$ 相对于坐标系 B_o-xyz 的旋转变换矩阵 ${}^B\mathbf{T}_A$ 和 ${}^B\mathbf{T}_{A_i}$ 可分别表示为

$${}^B\mathbf{T}_A = \text{rot}(u, \psi) \text{rot}(v, \theta) \text{rot}(w, \varphi) \quad (2)$$

$${}^B\mathbf{T}_{A_i} = \text{rot}(x_i, \psi_i) \text{rot}(y_i, \theta_i) \text{rot}(z_i, \varphi_i) \quad (3)$$

式中: $\psi(\psi_i)$ 、 $\theta(\theta_i)$ 和 $\varphi(\varphi_i)$ 分别为各自坐标系下的进动角、章动角和自旋角。

在 B_o-xyz 中, $\mathbf{r} = (x_p, y_p, z_p)^T$, 其中 x_p, y_p 和 z_p 为 A_o 坐标系分量, 且有

$$\mathbf{r} = \mathbf{a}_i - {}^B\mathbf{T}_A \mathbf{a}_{i0} = \mathbf{b}_i + q_i \mathbf{d}_i - {}^B\mathbf{T}_A \mathbf{a}_{i0} \quad (4)$$

$i = 1, 2, 3$

类似地, $\mathbf{a}$ 和 $\mathbf{l}_i$ 可分别表示为

$$\mathbf{a} = \mathbf{r} + {}^B\mathbf{T}_A \mathbf{a}_0; \quad \mathbf{l}_i = \mathbf{a}_i + {}^B\mathbf{T}_{A_i} \mathbf{l}_{i0} \quad (5)$$

$i = 1, 2, 3$

计入各运动副约束, 可得并联模块的连带运动

$$y_p = -r_p \sin \varphi \cos \theta; \quad \varphi = \arctan(\tan \psi / \sin \theta) \quad (6)$$

在并联模块坐标系 B_o-xyz 下的运动学逆解为

$$q_i = \|\mathbf{a}_i - \mathbf{b}_i\|; \quad \mathbf{d}_i = \frac{\mathbf{a}_i - \mathbf{b}_i}{q_i} \quad (7)$$

将式(7)所示的并联模块运动学逆解按照 ${}^B\mathbf{T}_O$ 进行相应坐标变换, 即得系统坐标系 $O-XYZ$ 下的混联系统运动学逆解表达。

2.2 奇异性分析

并联模块作为该混联柔性制造系统的核心执行机构, 其奇异性是重要的运动学性能参考。

为便于分析, 在动平台中心 A_o 点建立瞬时参考坐标系 $A_o-u'v'w'$, 坐标轴 u' 、 v' 和 w' 分别平行于静平台连体坐标系 B_o-xyz 的坐标轴 x 、 y 和 z , 并根据螺旋理论^[18] 定义并联模块在瞬时参考坐标系 $A_o-u'v'w'$ 下的运动螺旋系, 如图6所示。

并联模块的动平台由3条支链共同支撑, 其在瞬时参考坐标系 $A_o-u'v'w'$ 下的运动螺旋 $\mathbf{S}_p$ 为

$$\mathbf{S}_p = \sum_{i=1}^3 \mathbf{S}_{i,p}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (8)$$

式中: $\mathbf{S}_{i,p}$ ($i=1, 2, 3$) 表示瞬时参考系下支链 i 的瞬时运动螺旋, 可分别表示为

$$\mathbf{S}_{i,p} = \dot{d}_i \mathbf{S}_{i,1} + \dot{\theta}_{i,2} \mathbf{S}_{i,2} + \dot{\theta}_{i,3} \mathbf{S}_{i,3} +$$

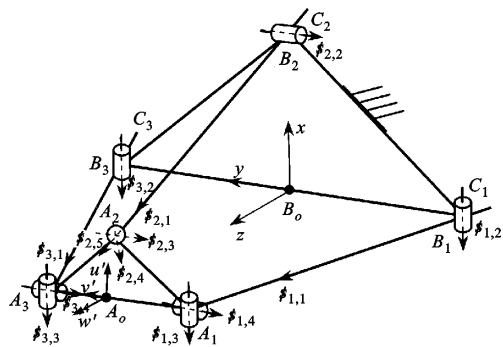


图6 并联模块运动螺旋系

$$\dot{\theta}_{i,4} \mathbf{S}_{i,4} \quad (i = 1, 3) \quad (9)$$

$$\mathbf{S}_{2,p} = \dot{d}_2 \mathbf{S}_{2,1} + \dot{\theta}_{2,2} \mathbf{S}_{2,2} + \dot{\theta}_{2,3} \mathbf{S}_{2,3} + \dot{\theta}_{2,4} \mathbf{S}_{2,4} + \dot{\theta}_{2,5} \mathbf{S}_{2,5} \quad (i = 2) \quad (10)$$

其中, $\dot{d}_i$ 表示支链 i 上移动副的移动速率, $\dot{\theta}_{i,j}$ 和 $\mathbf{S}_{i,j}$ 分别表示支链 i 上各个运动关节中第 j ($j=1, 2, \dots, 5$) 个转动轴的转动速率和运动旋量。

任意位姿下, 支链 1、3 的瞬时运动螺旋系为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{S}_{i,1} &= [\mathbf{0}; \mathbf{s}_{i,1}] \\ \mathbf{S}_{i,2} &= [\mathbf{s}_{i,2}; \mathbf{r}_{Ri} \times \mathbf{s}_{i,2}] \\ \mathbf{S}_{i,3} &= [\mathbf{s}_{i,3}; \mathbf{r}_{Ui} \times \mathbf{s}_{i,3}] \\ \mathbf{S}_{i,4} &= [\mathbf{s}_{i,4}; \mathbf{r}_{Ui} \times \mathbf{s}_{i,4}] \end{aligned} \right\} (i = 1, 3) \quad (11)$$

式中: $\mathbf{s}_{i,j}$ 表示瞬时参考坐标系 $A_o-u'v'w'$ 下支链 i ($i=1, 3$) 上各运动关节中第 j ($j=1, 2, \dots, 5$) 个转动轴的单位方向向量; $\mathbf{r}_{Ri}$ 和 $\mathbf{r}_{Ui}$ 分别表示支链 i ($i=1, 3$) 上转动副和虎克铰转动中心的位置向量。

对上式求反螺旋, 可得支链 1、3 的约束螺旋系

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{S}_{i,1}^r &= [\mathbf{s}_{i,2}; \mathbf{r}_{Ui} \times \mathbf{s}_{i,2}] \\ \mathbf{S}_{i,2}^r &= [\mathbf{0}; \mathbf{s}_i] \end{aligned} \right\} (i = 1, 3) \quad (12)$$

式中: $\mathbf{s}_i$ ($i=1, 3$) 表示平行于 $\mathbf{s}_{i,3} \times \mathbf{s}_{i,4}$ 的单位方向向量。

任意位姿下, 支链 2 的瞬时运动螺旋系为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{S}_{2,1} &= [\mathbf{0}; \mathbf{s}_{2,1}] \\ \mathbf{S}_{2,2} &= [\mathbf{s}_{2,2}; \mathbf{r}_{R2} \times \mathbf{s}_{2,2}] \\ \mathbf{S}_{2,3} &= [\mathbf{s}_{2,3}; \mathbf{r}_{S2} \times \mathbf{s}_{2,3}] \\ \mathbf{S}_{2,4} &= [\mathbf{s}_{2,4}; \mathbf{r}_{S2} \times \mathbf{s}_{2,4}] \\ \mathbf{S}_{2,5} &= [\mathbf{s}_{2,5}; \mathbf{r}_{S2} \times \mathbf{s}_{2,5}] \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中: $\mathbf{s}_{2,j}$ 表示瞬时参考坐标系 $A_o-u'v'w'$ 下支链 2 上各运动关节中第 j ($j=1, 2, \dots, 5$) 个转动轴的单位方向向量; $\mathbf{r}_{R2}$ 和 $\mathbf{r}_{S2}$ 分别表示支链 2 上转动副和球铰转动中心的位置向量。

对式(13)求反螺旋, 得到支链 2 的约束螺旋系

$$\mathbf{S}_{2,1}^r = [\mathbf{s}_{2,2}; \mathbf{r}_{S2} \times \mathbf{s}_{2,2}] \quad (14)$$

式中: $\mathbf{S}_{2,1}^r$ 表示平行于运动螺旋 $\mathbf{S}_{2,1}$, 且经过球铰中

心的约束力。

分别将式(12)和式(9)以及式(14)和式(10)做互易积,并结合式(8),改写成矩阵形式为

$$\boldsymbol{J}_c \cdot \boldsymbol{S}_p = \boldsymbol{0} \tag{15}$$

式中: $\boldsymbol{J}_c$ 为动平台的约束雅克比矩阵,且有

$$\boldsymbol{J}_c = \begin{bmatrix} \dot{\boldsymbol{s}}_1; \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{r}_{U3} \times \dot{\boldsymbol{s}}_{3,2}; \dot{\boldsymbol{s}}_{3,2} \\ \boldsymbol{r}_{S2} \times \dot{\boldsymbol{s}}_{2,2}; \dot{\boldsymbol{s}}_{2,2} \end{bmatrix} \tag{16}$$

锁定支链 1、3 上的移动副,可分别得到支链 1、3 的反约束螺旋 $\boldsymbol{S}_1^r$ 和 $\boldsymbol{S}_3^r$ 为

$$\left. \begin{aligned} \boldsymbol{S}_1^r &= [\boldsymbol{l}_1; \boldsymbol{r}_{U1} \times \boldsymbol{l}_1] \\ \boldsymbol{S}_3^r &= [\boldsymbol{l}_3; \boldsymbol{r}_{U3} \times \boldsymbol{l}_3] \end{aligned} \right\} \tag{17}$$

式中: $\boldsymbol{l}_i (i=1,3)$ 表示瞬时参考坐标系 $A_o-u'v'w'$ 下支链 $i (i=1,3)$ 上由虎克铰中心指向转动副中心的单位方向向量。

锁定支链 2 上的移动副,可得到支链 2 的反约束螺旋 $\boldsymbol{S}_2^r$ 为

$$\boldsymbol{S}_2^r = [\boldsymbol{l}_2; \boldsymbol{r}_{S2} \times \boldsymbol{l}_2] \tag{18}$$

式中: $\boldsymbol{l}_2$ 表示瞬时参考坐标系 $A_o-u'v'w'$ 下支链 2 上由球铰中心指向转动副中心的单位方向向量。

分别将式(17)和式(9)以及式(18)和式(10)做互易积,并结合式(8),改写成矩阵形式为

$$\boldsymbol{J}_a \cdot \boldsymbol{S}_p = [\dot{\boldsymbol{d}}_1; \dot{\boldsymbol{d}}_2; \dot{\boldsymbol{d}}_3]^T \tag{19}$$

式中: $\boldsymbol{J}_a$ 为动平台的驱动雅克比矩阵,且有

$$\boldsymbol{J}_a = \begin{bmatrix} \boldsymbol{r}_{U1} \times \boldsymbol{l}_1; \boldsymbol{l}_1 \\ \boldsymbol{r}_{U3} \times \boldsymbol{l}_3; \boldsymbol{l}_3 \\ \boldsymbol{r}_{S2} \times \boldsymbol{l}_2; \boldsymbol{l}_2 \end{bmatrix} \tag{20}$$

合并式(15)和(19),并改写成矩阵形式为

$$\boldsymbol{J} \cdot \boldsymbol{S}_p = [\dot{\boldsymbol{d}}_1; \dot{\boldsymbol{d}}_2; \dot{\boldsymbol{d}}_3; 0; 0; 0]^T \tag{21}$$

式中: $\boldsymbol{J}$ 为动平台的全雅克比矩阵,且有

$$\boldsymbol{J} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{J}_a \\ \boldsymbol{J}_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{r}_{U1} \times \boldsymbol{l}_1; \boldsymbol{l}_1 \\ \boldsymbol{r}_{U3} \times \boldsymbol{l}_3; \boldsymbol{l}_3 \\ \boldsymbol{r}_{S2} \times \boldsymbol{l}_2; \boldsymbol{l}_2 \\ \dot{\boldsymbol{s}}_1; \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{r}_{U3} \times \dot{\boldsymbol{s}}_{3,2}; \dot{\boldsymbol{s}}_{3,2} \\ \boldsymbol{r}_{S2} \times \dot{\boldsymbol{s}}_{2,2}; \dot{\boldsymbol{s}}_{2,2} \end{bmatrix} \tag{22}$$

分析并联模块动平台的全雅克比矩阵 $\boldsymbol{J}$ 可知:
(1)当单位方向向量 $\boldsymbol{l}_1$ 、 $\boldsymbol{l}_3$ 和 $\boldsymbol{l}_2$ 三者共面时,并联模块处于结构奇异位姿;

(2)由于单位方向向量 $\dot{\boldsymbol{s}}_1$ 、 $\dot{\boldsymbol{s}}_{3,2}$ 和 $\dot{\boldsymbol{s}}_{2,2}$ 线性无关,故此类并联模块不存在约束奇异。

2.3 工作空间预估

工作空间是机构设计与分析的关键指标。为明

确该混联制造系统的工作空间,在上述机构运动学逆解的基础上,采用“分层切片”思想,提出了系统的工作空间搜索方法,基本流程如图 7 所示。

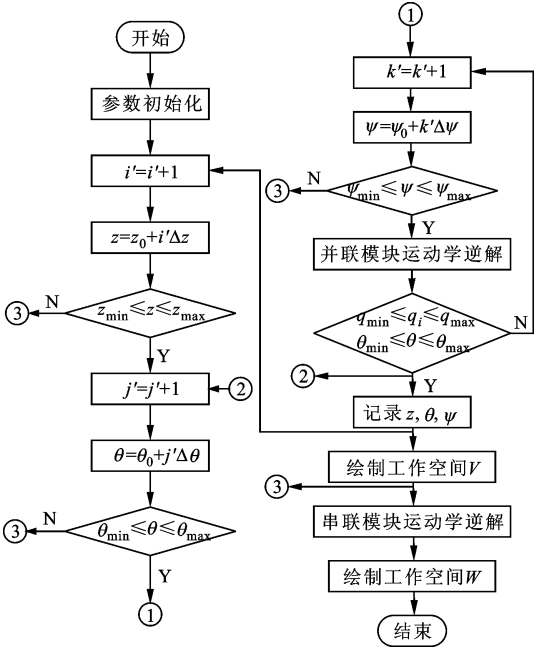


图 7 工作空间搜索流程图

参考图 7,简述该混联系统的工作空间搜索步骤如下:

(1)在坐标系 B_o-xyz 下将空间按照 z 、 θ 和 ψ 分别离散成 i' 、 j' 和 k' 份,然后逐个增加 i' 、 j' 和 k' ;

(2)在确定的结构参数下通过并联模块位置逆解求得相关变量,再通过杆长和转角约束条件来判断上述离散点是否为工作空间内的可行点;

(3)将满足约束条件的工作空间可行点一一记录,构成工作空间可行点集,记为并联模块的工作空间 V ;

(4)类似地,根据坐标系 $O-XYZ$ 下的运动学逆解,可进一步获得该制造系统的工作空间,记为 W 。

以图 4 所示的虚拟样机为例,运用上述方法来预估该类系统的工作空间。该虚拟样机的主要几何参数如表 1 所示。

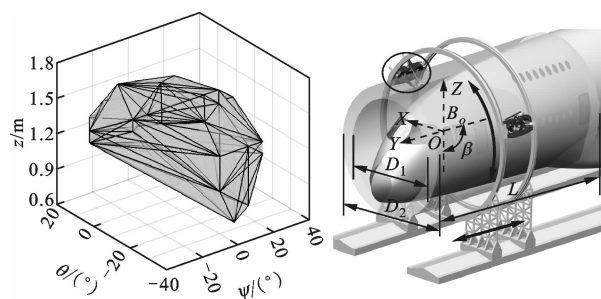
表 1 混联柔性制造系统虚拟样机的几何参数

$r_p /$	$r_b /$	$s /$	$q_{\min} /$	$q_{\max} /$	θ_U 或 $\theta_S /$	$\theta_R /$	$D /$	$L /$
m	m	m	m	m	(°)	(°)	m	m
0.22	0.60	0.82	0.80	1.64	120	90	11.2	20

注: s 为并联模块行程; $q_{\min}$ 和 $q_{\max}$ 为支链的最小和最大腿长; θ_S 、 θ_U 和 θ_R 分别表示球铰、虎克铰和转动副的极限转角; D 表示弧形导轨的直径; L 表示串联模块沿 Y 轴方向的直线行程。

经计算,上述并联模块和混联制造系统的工作

空间 V 和 W 分别如图 8a 和 8b 所示。



(a) 并联模块工作空间 V (b) 混联制造系统工作空间 W

图 8 工作空间示意图

由图 8 可知, 并联模块动平台的转角范围为 $\theta \in [-40^\circ, 20^\circ]$ 和 $\psi \in [-38^\circ, 38^\circ]$, 转角工作空间体积为 $0.300 \text{ m} \cdot \text{rad}^2$; 混联系统的可达工作空间 W 呈圆筒形, 其内、外直径 D_1 和 D_2 分别为 8.00 m 和 9.66 m , 工作空间体积为 470.62 m^3 。

3 弹性静力学建模

根据混联柔性制造系统的结构特点, 在进行弹性静力学分析时做如下设定:

- (1) 因弧形导轨、动平台和静平台的刚度远高于其他构件, 故忽略该部分的变形而将其视为刚体;
- (2) 计入各铰链的柔性, 将其简化为具有等效刚度且位于铰链几何中心的集中弹簧;
- (3) 计入各支链体的柔性, 并根据支链结构特点将其等效为规则截面的空间梁;
- (4) 忽略各运动副处的摩擦、阻尼和间隙等非线性因素以及机构运行时的刚体惯性力。

3.1 受力分析

基于前述建模假设, 为便于表述, 可在坐标系 $B_o\text{-}xyz$ 下分析机械结构和位置变化更为复杂的并联模块, 并将运动支链简化为受 2 组具有等效刚度的集中弹簧约束的等效空间梁。采用 2 节点 12 自由度的空间梁单元对图 9a 所示的支链体划分网格, 并保证 A_i 、 B_i 和 C_i 为其上 3 个节点。经整理, 可得坐标系 $A_i\text{-}x_iy_iz_i$ 下支链 i 的静力平衡方程为

$$\mathbf{k}_i \boldsymbol{\xi}_i = \mathbf{w}_i \quad (i = 1, 2, 3) \quad (23)$$

式中: $\mathbf{k}_i$ 表示支链坐标系中支链体的刚度矩阵; $\boldsymbol{\xi}_i$ 和 $\mathbf{w}_i$ 分别表示支链坐标系中节点广义坐标列阵和外载荷列阵。

在坐标系 $B_o\text{-}xyz$ 下对支链体和动平台进行受力分析, 受力状况分别如图 9a 和 9b 所示。

图 9a 中, $\mathbf{f}_{Ai}/\mathbf{m}_{Ai}$ 、 $\mathbf{f}_{Bi}/\mathbf{m}_{Bi}$ 和 $\mathbf{f}_{Ci}/\mathbf{m}_{Ci}$ ($i=1, 2, 3$) 分别为支链坐标系 $A_i\text{-}x_iy_iz_i$ 下作用于 A_i 、 B_i 和 C_i

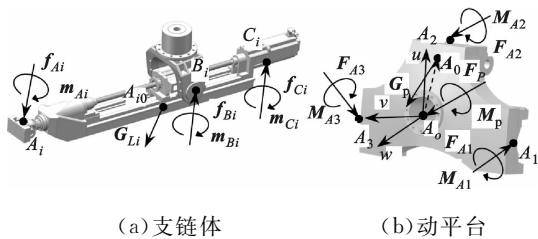


图 9 支链体和动平台的受力简图

点的约束反力/反力矩; $\mathbf{G}_{Li}$ 为坐标系 $B_o\text{-}xyz$ 下的支链重力矢量, 表达式为

$$\mathbf{G}_{Li} = m_{Li} \mathbf{g}^{(\beta)} \quad (24)$$

式中: m_{Li} 表示支链 i 的质量; $\mathbf{g}^{(\beta)}$ 为重力加速度在坐标系 $B_o\text{-}xyz$ 下的表达, 可由以下坐标变换获得

$$\mathbf{g}^{(\beta)} = {}^B\mathbf{T}_O \mathbf{g} = \text{rot}(Y, \beta) \mathbf{g} \quad (25)$$

其中, $\mathbf{g}$ 为混联系统坐标系 $O\text{-}XYZ$ 下的标准重力加速度矢量(大小取 9.8 m/s^2), 方向为沿 Z 轴负方向。

图 9b 中, $\mathbf{F}_p$ 和 $\mathbf{M}_p$ 分别表示参考系 $B_o\text{-}xyz$ 下作用于动平台的外力和力矩; $\mathbf{F}_{Ai}$ 和 $\mathbf{M}_{Ai}$ 为 $B_o\text{-}xyz$ 下动平台与支链连接处的关节约束反力和反力矩, 且

$$\mathbf{F}_{Ai} = {}^B\mathbf{T}_{Ai} \mathbf{f}_{Ai}; \quad \mathbf{M}_{Ai} = {}^B\mathbf{T}_{Ai} \mathbf{m}_{Ai} \quad (26)$$

$\mathbf{G}_p$ 为 $B_o\text{-}xyz$ 下动平台重力矢量, 表达式为

$$\mathbf{G}_p = m_p \mathbf{g}^{(\beta)} \quad (27)$$

式中: m_p 表示动平台的质量。

动平台和支链 i 的重力在坐标系 $B_o\text{-}xyz$ 下的等效力矩可表示为

$$\boldsymbol{\tau}_{Bp} = \mathbf{a} \times \mathbf{G}_p; \quad \boldsymbol{\tau}_{Bi} = \mathbf{l}_i \times \mathbf{G}_{Li} \quad (i = 1, 2, 3) \quad (28)$$

类似地, 动平台和支链 i 的重力在动平台坐标原点 A_o 处的等效力矩可表示为

$$\boldsymbol{\tau}_{Ap} = -\mathbf{r} \times \mathbf{G}_p; \quad \boldsymbol{\tau}_{Ai} = -\mathbf{r} \times \mathbf{G}_{Li} \quad (i = 1, 2, 3) \quad (29)$$

由牛顿第二定律可得动平台静力平衡方程

$$\left. \begin{aligned} -\sum_{i=1}^3 \mathbf{F}_{Ai} + \mathbf{F}_p &= \mathbf{0} \\ -\sum_{i=1}^3 (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{F}_{Ai}) + \mathbf{M}_p - \sum_{i=1}^3 \mathbf{M}_{Ai} &= \mathbf{0} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

式中: $\mathbf{r}_{Ai}$ 为参考系 $B_o\text{-}xyz$ 下由 A_o 点指向 A_i 点的方向矢量。

3.2 弹性变形分析

图 10 所示为支链与动、静平台间的位移关系。

图 10 中: k_{A1i} 、 k_{A2i} 分别为 A_i 点处运动铰链的等效线刚度和等效角刚度, A_{iM} 和 A_{iL} 分别表示耦合界面上动平台和支链 i 上的节点, $\nabla \mathbf{A}_i$ 和 $\delta \mathbf{A}_i$ 分别表示支链坐标系 $A_i\text{-}x_iy_iz_i$ 下 A_{iM} 的线位移和角位移;

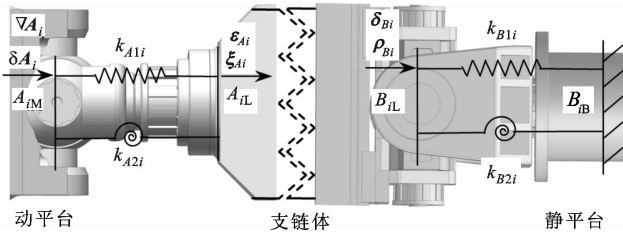


图 10 支链体与动、静平台之间的位移关系

ε_{Ai} 和 ξ_{Ai} 分别表示支链坐标系 $A_i-x_iy_iz_i$ 下 A_{iL} 的线位移和角位移; k_{B1i} 、 k_{B2i} 分别为 B_i 点处运动铰链的等效线刚度和等效角刚度, B_{iL} 和 B_{iB} 分别表示耦合界面上支链和静平台上的节点, δ_{Bi} 和 ρ_{Bi} 分别是支链坐标系 $A_i-x_iy_iz_i$ 下 B_{iL} 的线位移和角位移。

计入支链体与动、静平台之间的变形协调关系, 可得 A_i 点处铰链的弹性线位移和角位移为

$$\Delta A_i = \varepsilon_{Ai} - \nabla A_i = N_{Ai}^{A1} T_i^T U_i - {}^B T_{Ai}^T D^T U_p \quad (i = 1, 2, 3) \quad (31a)$$

$$\Lambda_{Ai} = \xi_{Ai} - \delta A_i = N_{Ai}^{A2} T_i^T U_i - {}^B T_{Ai}^T D^{ai} U_p \quad (i = 1, 2, 3) \quad (31b)$$

式中: U_p 表示动平台的弹性位移; U_i 表示支链体弹性位移; D^T 和 D^{ai} 分别表示 U_p 的线位移和角位移坐标变换矩阵; N_{Ai}^{A1} 和 N_{Ai}^{A2} 分别表示 ε_{Ai} 和 ξ_{Ai} 相对于 ξ_i 的坐标变换矩阵; T_i 可由 ${}^B T_{Ai}$ 构成

$$T_i = \text{diag}[{}^B T_{Ai}, {}^B T_{Ai}, \dots, {}^B T_{Ai}, {}^B T_{Ai}] \quad (i = 1, 2, 3) \quad (32)$$

同理, 可得 B_i 点处铰链的弹性线位移和角位移

$$\Delta B_i = \delta_{Bi} - 0 = N_{Ai}^{B1} T_i^T U_i \quad \Lambda_{Bi} = \rho_{Bi} - 0 = N_{Ai}^{B2} T_i^T U_i \quad (33)$$

式中: N_{Ai}^{B1} 和 N_{Ai}^{B2} 分别表示 δ_{Bi} 和 ρ_{Bi} 相对于 ξ_i 的坐标变换矩阵。

3.3 弹性静力学模型

前述支链坐标系下的静力平衡方程式(23)在参考系 B_o-xyz 下可表示为

$$K_i U_i = W_i \quad (i = 1, 2, 3) \quad (34)$$

式中: K_i 、 U_i 和 W_i 分别表示坐标系 B_o-xyz 中支链的刚度矩阵、位移列阵(同式(31)中的 U_i)和外载列阵, 并可表示为

$$K_i = T_i k_i T_i^T; U_i = T_i \xi_i; W_i = T_i w_i \quad (35)$$

将式(31)~(33)代入式(30)和(34), 整理可得系统的弹性静力学方程

$$KU = W \quad (36)$$

式中: K 、 U 和 W 分别为坐标系 B_o-xyz 下系统的刚度矩阵、位移列阵和外载列阵。其中位移列阵 U

$$U = [U_1^T \quad U_2^T \quad U_3^T \quad U_p^T]^T \quad (37)$$

大型航空结构件的高速加工与装配过程中, 作用于并联模块动平台上的外载荷一般远小于自重, 所以可认为并联模块自重是造成混联系统发生弹性变形的因素^[19-20], 此时, 系统外载列阵 W

$$W = [0 \quad 0 \quad 0 \quad W_p^T]^T; W_p = [F_p^T \quad M_p^T]^T \quad (38)$$

当仅考虑混联系统自重时, 执行末端动平台的等效外力和外力矩 F_p 和 M_p 分别为

$$F_p = G_p + \sum_{i=1}^3 G_{Li} \quad (39)$$

$$M_p = \tau_{Ap} + \tau_{Bp} + \sum_{i=1}^3 \tau_{Ai} + \sum_{i=1}^3 \tau_{Bi} \quad (40)$$

此时, 系统位移列阵 U 可进一步写成

$$U = K^{-1} W \quad (41)$$

将式(39)和(40)的等效外力和外力矩带入式(41), 通过位移列阵 U 即可提取动平台弹性位移 U_p , 其沿坐标轴方向的位移分量即为混联系统执行末端动平台在相应方向的弹性位移量。

4 弹性静力学分析

4.1 系统参数

基于上述模型, 对混联柔性制造系统进行弹性静力学分析。表 2 所示为该系统并联模块的部件质量参数和支链坐标系下各关节的刚度系数。

表 2 部件质量与各关节的刚度系数

$m_p /$ kg	$m_{Li} /$ kg	$k_{A1x} /$ MN · m ⁻¹	$k_{A1y} /$ MN · m ⁻¹	$k_{A1z} /$ MN · m ⁻¹	$k_{Asx} /$ MN · m ⁻¹
112.97	334.18	216	87	713	649
$k_{Asy} /$ MN · m ⁻¹	$k_{Asz} /$ MN · m ⁻¹	$k_{Acx} /$ MN · m ⁻¹	$k_{Acy} /$ MN · m ⁻¹	$k_{Acz} /$ MN · m ⁻¹	$k_{Av} /$ MN · m · rad ⁻¹
70	133	405	894	405	11
$k_{Aw} /$ MN · m · rad ⁻¹	$k_{Bx} /$ MN · m ⁻¹	$k_{By} /$ MN · m ⁻¹	$k_{Bz} /$ MN · m ⁻¹	$k_{Bv} /$ MN · m · rad ⁻¹	$k_{Bw} /$ MN · m · rad ⁻¹
13	380	530	1 006	18	18

表 2 中: k_{Aij} ($i=1, s, c; j=x, y, z$) 为 A_i 点处铰链的长轴(l)、短轴(s)和交叉轴(c)沿各相关方向的等效线刚度系数; k_{Av} 和 k_{Aw} 表示 A_i 点处铰链的等效角刚度系数; k_{Bj} ($j=x, y, z, v, w$) 为 B_i 点处铰链沿各相关方向的等效线刚度和角刚度系数。表中, 动、静平台质量由虚拟样机模型直接获取; 各刚度参数值由有限元仿真确定。

4.2 典型位姿下动平台的弹性位移

取 $\beta=45^\circ$ 、 90° 和 135° ($z=1\,350\text{ mm}$, $\theta=0^\circ$, $\phi=$

0°)来分析混联柔性系统在 3 个典型位姿下的静力学特性。由式(41),可求得在系统重力作用下动平台的弹性位移,结果如表 3 所示。表中, ϵ_{pj} 和 ξ_{pj} ($j=x,y,z$)分别表示动平台沿 x 、 y 和 z 轴的线位移和绕 x 、 y 和 z 轴的角位移。

表 3 动平台弹性位移

$\beta/(^{\circ})$	$\epsilon_{px}/$ mm	$\epsilon_{py}/$ mm	$\epsilon_{pz}/$ mm	$\xi_{px}/$ 10^{-3} rad	$\xi_{py}/$ 10^{-3} rad	$\xi_{pz}/$ 10^{-3} rad
45	-1.986	0	-0.034	0	0.905	0
90	-1.867	0	-0.029	0	0.728	0
135	-0.653	0	-0.007	0	0.125	0

由表 3 可知,该混联系统的静力学性能受并联模块位姿角 β 的影响。当仅受自重时,混联系统末端的动平台产生沿 x 、 z 轴和绕 y 轴的弹性位移。其中,沿 x 轴方向的弹性变形量远大于沿 z 轴方向的弹性变形量,表明该混联系统沿 x 轴方向的刚度

较弱,在设计阶段应予以充分重视。另外,自重使得末端的动平台产生绕 y 轴方向的扭转变形,表明动平台末端执行绕 y 轴转动时应予以适当运动补偿,以部分抵消扭转变形带来的误差。

进一步分析发现,在上述 3 个典型位姿下,系统动平台沿 y 方向的线位移 ϵ_{py} 和绕 x 、 z 轴的角位移 ξ_{px} 、 ξ_{pz} 均为 0,表明这 3 个方向的弹性变形不受自重影响。这是因为当系统处于上述 3 个典型位姿时,动平台的摆角为 $\theta=0^{\circ}$ 、 $\varphi=0^{\circ}$,此时支链 1 和支链 3 关于 x - z 平面对称,导致系统自身重力仅作用于 x - z 平面,故系统不会产生平面外的弹性变形。

为验证上述弹性静力学模型的计算精度,在 ANSYS Workbench(Vision;15.0.0)中应用静力学结构分析模块建立 3 种典型位姿下系统的有限元模型,施加相应的重力加速度 $g^{(\beta)}$,经分析得到相应方向的弹性变形。篇幅所限,仅给出并联模块沿 x 轴的位移云图,如图 11 所示。

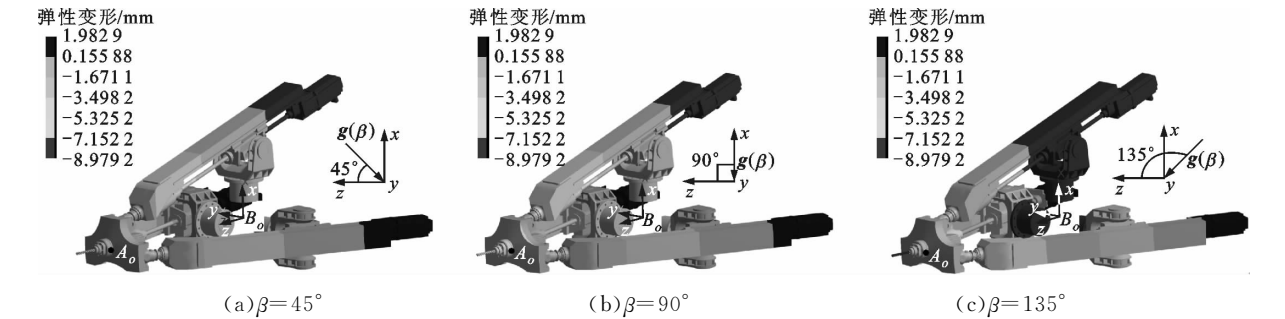


图 11 并联模块沿 x 轴方向的位移云图

由图 11 可知,并联机构模块动、静平台自身的变形近似为 0,支链体与铰链均产生一定变形,与前文将动、静平台视为刚体而将支链体和铰链视为柔性体的建模假设一致。此外,同时考虑串联导轨自重(加载标准重力加速度 9.8 m/s^2)和其承载的并联模块重力(加载并联模块总质量 $1\,664\text{ kg}$),并加载等效合力于典型位置(例如 $\beta=166^{\circ}$ 处),经计算分析,可得圆弧导轨沿主要弹性变形方向的最大弹性变形量为 1.35 mm ,仅相当于导轨直径的 0.012% ,这与前文将圆弧导轨视为刚体结构的建模假设一致。

进一步分析可得并联模块动平台沿 x 方向的弹性变形,如表 4 所示。

将有限元模型的仿真结果与前述弹性静力学分析结果对比,发现 2 种模型的计算结果吻合较好,由二者获得的动平台沿 x 轴方向的弹性位移的计算误差不超过 6% ,表明前文所建的弹性静力学模型具有较高的计算精度,可用于混联柔性制造系统全

局静力学性能的预估。

表 4 并联模块动平台沿 x 方向的弹性变形

计算模型	弹性变形/mm		
	$\beta=45^{\circ}$	$\beta=90^{\circ}$	$\beta=135^{\circ}$
弹性静力学模型	-1.986	-1.867	-0.653
有限单元模型	-1.925	-1.938	-0.691
相对误差	3.07%	3.80%	5.82%

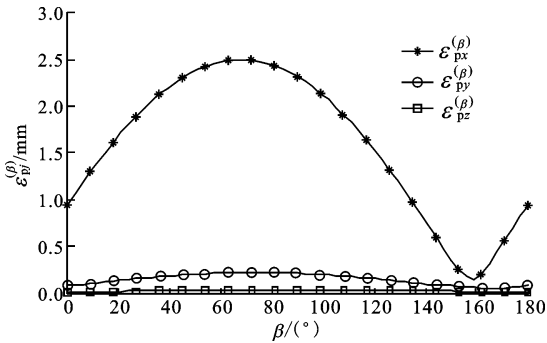
4.3 系统全局静力学性能评估

4.2 节指出,混联柔性制造系统的静力学性能与并联模块安装的位姿角有关。为评估系统工作全域内的静力学性能,选取动平台弹性位移在其工作空间 V 内的均值为指标,来考察系统性能与位姿角 β 的映射关系。

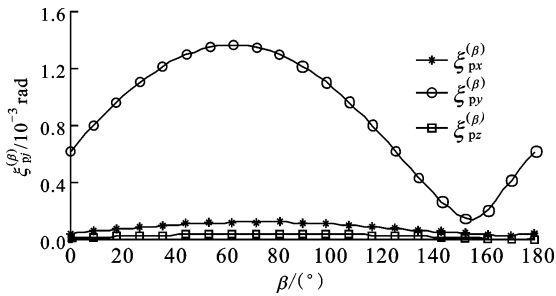
分别定义平均线位移指标 $\epsilon_{pj}^{(\beta)}$ 和平均角位移指标 $\xi_{pj}^{(\beta)}$ 为

$$\epsilon_{pj}^{(\beta)} = \frac{\int_{\beta} |\epsilon_{pj}| dV}{V}; \quad \xi_{pj}^{(\beta)} = \frac{\int_{\beta} |\xi_{pj}| dV}{V} \quad (j = x, y, z) \quad (42)$$

由上式可知,平均位移指标表征的是系统在外载荷作用下于相应方向产生的弹性位移,与相应方向的真实位移具有相同的量纲。显然,平均位移指标值愈趋近于 0,系统的刚度愈大,有望实现的加工性能愈好,反之愈差。因此,所述平均位移指标可定量地反映系统弹性位移随并联模块安装位姿角的变化关系,指明可能的优秀加工运行区间,相应计算结果如图 12 所示。



(a) 平均线位移指标



(b) 平均角位移指标

图 12 动平台平均位移指标随 β 的变化

由图 12 可知,自重引起的动平台平均线和平均角位移指标均随 β 的变化而变化,其中尤以 $\epsilon_{px}^{(\beta)}$ 和 $\xi_{py}^{(\beta)}$ 的变化为甚,其变动区间分别为 $[0.152, 2.500]$ mm 和 $[0.142, 1.365] \times 10^{-3}$ rad。相比之下, $\epsilon_{pz}^{(\beta)}$ 和 $\xi_{pz}^{(\beta)}$ 的变动区间分别为 $[0.016, 0.032]$ mm 和 $[0.003, 0.041] \times 10^{-3}$ rad。由此可见,在设计该混联制造系统时,需特别关注沿 x 轴方向和绕 y 轴方向的结构刚度。进一步观察可知, $\epsilon_{pj}^{(\beta)}$ 和 $\xi_{pj}^{(\beta)}$ 的极大值分别出现在 $\beta = 69^\circ$ 和 $\beta = 63^\circ$, 即当并联模块接近此安装位姿角时,系统静力学性能较差,此时可考虑通过运动学标定予以补偿,具体方法将另行撰文讨论。

5 结 论

(1)设计了一种用于大型航空结构件加工与装配的 5 自由度混联柔性制造系统。该柔性制造系统兼具弧形导轨工作空间大和并联模块刚度高的优点,有望为大型航空结构件的柔性制造提供一种技术解决方案。

(2)运用虚拟样机技术完成了 5 轴混联柔性制造系统的概念设计,并通过运动学分析揭示了该柔性制造系统的工作空间特性,其可达空间呈圆筒状分布,工作空间体积达 470.62 m^3 。

(3)借助子结构综合法建立了该柔性制造系统的弹性静力学模型,揭示了混联系统在典型位姿下的静力学特性,并对其进行了数值仿真验证。分析表明,在进行该混联柔性制造系统设计时,需要着重提高其沿 x 轴方向的抗弯能力和绕 y 轴方向的抗扭能力。

(4)提出以并联模块工作空间内的平均位移作为指标来度量系统工作全域内的静力学性能。性能指标分析表明,当并联模块的位姿角位于 $63^\circ \sim 69^\circ$ 时,系统受机构自重产生的弹性变形最大,应予以特别重视。

参考文献:

- [1] SHANG M, BUTTERFIELD J, ARMSTRONG C, et al. A flexible fixture for aircraft wing assembly based on a parallel kinematic machine (Exechon) [J]. SAE International Journal of Aerospace, 2011, 4(2): 839-849.
- [2] SUMMERS M. Robot capability test and development of industrial robot positioning system for the aerospace industry [J]. Journal of the Egyptian Medical Association, 2005(5/6): 121-124.
- [3] 许国康. 大型飞机自动化装配技术 [J]. 航空学报, 2008, 29(3): 734-740.
XU Guokang. Automatic assembly technology for large aircraft [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2008, 29(3): 734-740.
- [4] EGUTI C C A, TRABASSO L G. Design of a robotic orbital driller for assembling aircraft structures [J]. Mechatronics, 2014, 24(5): 533-545.
- [5] 何晓煦, 田威, 曾远帆, 等. 面向飞机装配的机器人定位误差和残差补偿 [J]. 航空学报, 2017, 38(4): 287-297.
HE Xiaoxi, TIAN Wei, ZENG Yuanfan, et al. Robot positioning error and residual error compensation for

- aircraft assembly [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2017, 38(4): 287-297.
- [6] 王杭, 沈建新, 田威, 等. 机器人柔性钻孔控制系统的设计与实现 [J]. *南京航空航天大学学报*, 2012, 44(s1): 65-68.
- WANG Hang, SHEN Jianxin, TIAN Wei, et al. Design and implementation of robot flexible drilling control system [J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2012, 44(s1): 65-68.
- [7] HENNES N, STAIMER D. Application of PKM in aerospace manufacturing-high performance machining centers ECOSPEED, ECOSPEED-F and ECOLINER [C]// *Proceedings of the 4th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*. Zwickau, Germany: Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2004: 557-577.
- [8] NEUMANN K E. Tricept applications [C]// *Proceedings of the 3rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*. Zwickau, Germany: Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2002: 547-551.
- [9] NEUMANN K E. Exechon parallel kinematics, simplified machining and assembly: SAE Technical Paper 2009-01-3092 [R]. Warrendale, PA, USA: SAE, 2009.
- [10] ZHANG J, ZHAO Y Q, CECCARELLI M. Elastodynamic model-based vibration characteristics prediction of a three prismatic-revolute-spherical parallel kinematic machine [J]. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2016, 138(4): 041009.
- [11] CACCAVALE F, SICILIANO B, VILLANI L. The tricept robot: dynamics and impedance control [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2003, 8(2): 263-268.
- [12] 张俊, 赵艳芹. Exechon 并联模块的静刚度建模与分析 [J]. *机械工程学报*, 2016, 52(19): 34-41.
- ZHANG Jun, ZHAO Yanqin. Stiffness modeling and evaluation for Exechon parallel kinematic machine module [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(19): 34-41.
- [13] DIRECT Industry Company. ECOSPEED Line [EB/OL]. [2018-03-12]. http://pdf.directindustry.com/pdf/ds-technologie/ecospeed-line/9031-111034_4.html.
- [14] LOXIN Industrial Technological Group. Loxin Column machine [EB/OL]. [2018-03-12]. <http://www.loxin2002.com/movable-structure-column-configuration>.
- [15] OBEROI H, DRAPER A, THOMPSON P. Production implementation of a multi spindle flexible drilling system for circumferential splice drilling applications on the 777 airplane: SAE Technical Paper 2009-01-3090 [R]. Warrendale, PA, USA: SAE, 2009.
- [16] ZHU W, MEI B, KE Y. Kinematic modeling and parameter identification of a new circumferential drilling machine for aircraft assembly [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2014, 72(5): 1143-1158.
- [17] TANG Tengfei, ZHAO Yanqin, ZHANG Jun, et al. Conceptual design and workspace analysis of an Exechon-inspired parallel kinematic machine [M] // DING X, KONG X, DAI J S. *Advances in Reconfigurable Mechanisms and Robots: II*. Cham, Germany: Springer International Publishing, 2016: 445-453.
- [18] 黄真, 赵永生, 赵铁石. 高等空间机构学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 61-74.
- [19] 汤腾飞, 张俊, 赵艳芹. 类 Exechon 并联模块弹性静力学建模与分析 [J]. *上海交通大学学报*, 2017, 51(8): 992-999.
- TANG Tengfei, ZHANG Jun, ZHAO Yanqin. Kinestatic modeling and analysis of an exe-variant parallel kinematic machine [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2017, 51(8): 992-999.
- [20] LI Q, WANG M, HUANG T, et al. Compliance analysis of a 3-DOF spindle head by considering gravitational effects [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 28(1): 1-10.

[本刊相关文献链接]

- 王冰, 方跃法. 一种运动分岔并联机构的结构约束与运动模式分析. 2018, 52(6): 62-68. [doi:10.7652/xjtuxb201806010]
- 栾玉亮, 荣伟彬, 吴方勇, 等. 3-PPSR 柔性并联机器人力控制研究. 2017, 51(4): 85-90. [doi:10.7652/xjtuxb201704013]
- 葛姝翌, 曹毅, 丁泽华, 等. 利用分形理论的 3T1R 混联机构型综合. 2016, 50(11): 75-82. [doi:10.7652/xjtuxb201611012]
- 秦友蕾, 曹毅, 陈海, 等. 两移动三转动完全解耦混联机器人机构型综合. 2016, 50(1): 92-100. [doi:10.7652/xjtuxb201601015]
- 黄普光, 廖启征, 魏世民, 等. 基于 Groebner-Sylvester 法的一般 6-6 型台体并联机构位置正解. 2008, 42(3): 300-303. [doi:10.7652/xjtuxb200803010]
- 刘玉斌, 赵杰, 杨永刚, 等. 6-PPRS 并联机器人正逆奇异性研究. 2007, 41(8): 922-926. [doi:10.7652/xjtuxb200708010]
- 任晓栋, 冯祖仁, 苏承平. 利用姿态约束的并联机器人运动学标定方法. 2008, 42(12): 1445-1449. [doi:10.7652/xjtuxb200812002]

(编辑 陶晴)