

新型((3-RPR+R)&UPS)+P混联机床机构的运动学模型

梅 瑛¹ 许文文^{1,2} 申登高³

(1 中北大学 机械工程学院, 山西 太原 030051)

(2 江铃重型汽车有限公司, 山西 太原 030032)

(3 山西农业大学 山西省农业科学院, 山西 太原 030006)

摘要 为实现大型细长类整体结构件的多轴联动加工, 提出了一种新型((3-RPR+R)&UPS)+P的5自由度混联机床机构, 利用解析矢量法建立了该混联机床机构逆解运动学模型; 在此基础上, 根据运动影响系数法得到了其1阶、2阶运动影响系数矩阵, 建立了更为完整的逆解运动学模型; 运用Matlab对该混联机床机构逆解运动学模型进行求解, 并利用Adams进行了仿真, 其结果基本一致, 验证了建立的该混联机床机构逆解运动学模型的正确性。

关键词 混联机床机构 逆解 运动学模型 运动影响系数

Kinematics Model of a Novel ((3-RPR+R)&UPS)+P Hybrid Machine Tool Mechanism

Mei Ying¹ Xu Wenwen^{1,2} Shen Denggao³

(1 School of Mechanical Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China)

(2 JMC Heavy Duty Vehicle Co., Ltd., Taiyuan 030032, China)

(3 Shanxi Academy of Agricultural Sciences, Shanxi Agricultural University, Taiyuan 030006, China)

Abstract In order to realize the multi-axis linkage machining of large slender integral structural parts, the new ((3-RPR+R) & UPS) + P hybrid machine tool mechanism with five degrees of freedom is proposed. The inverse kinematics model of the hybrid machine tool mechanism is established by using analytic vector method, and on this basis, the first-order and second-order kinematic influence coefficient matrices are obtained according to the kinematic influence coefficient method, and a more complete inverse kinematics model is established. Finally, the inverse kinematics model of the hybrid machine tool mechanism is solved by Matlab and simulated by Adams, and the results are basically consistent, which verifies the correctness of the inverse kinematics model of the hybrid machine tool mechanism.

Key words Hybrid machine tool mechanism Inverse solution Kinematics model Kinematic influence coefficient

0 引言

混联机构兼顾了串联机构和并联机构的优点, 不仅工作空间大、灵活性好, 而且刚度好, 因而在制造业中更具实用性, 为此, 人们将以混联机构为主体的混联机床誉为“21世纪的机床”, 其将成为今后机构学研究的一个重要方向^[1-2]。

目前, 国内外对混联机床的研究成果主要有: 瑞典Neos Robotic公司研究的5自由度Tricept系列机床, 美国Adept Technology公司研究的5自由度Adept Quattro混联机床^[3], 德国DS-Techonlogie公司研究的5自由度Ecospeed系列机床^[4], 齐齐哈尔二机床

集团研究的XNZ2430重型龙门混联机床^[5], 吉林大学研究的混联式研抛机床^[6], 天津大学研究的Bicept混联机床^[7], 东北大学等研究的3-TPS混联机床^[8-9], 中北大学研究的大摆角5轴联动混联机床^[10-11], Kao-Yuan University研究的可重构高精密混联机床^[12]等。

为解决目前在航空航天、铁路、国防等领域大型细长类整体结构件的加工难题, 即实现多轴联动加工, 本文中提出一种灵活性好、具有较大摆角和工作空间^{[13]40-43}的新型((3-RPR+R)&UPS)+P混联机床机构, 将对其进行运动学方面的分析研究, 以建立其完整的运动学模型。

1 ((3-RPR+R)&UPS)+P 混联机床机构构型描述

((3-RPR+R)&UPS)+P 混联机床机构简图如图1所示。其主要由导轨、静平台、动平台和两个支链(3-RPR+R、UPS)组成。其中, 3-RPR+R 支链由3个 $R_{21}P_2R_{22}$ 、 $R_{31}P_3R_{32}$ 、 $R_{41}P_4R_{42}$ 并联支链与转动副 R_5 串联而成, 其通过3个转动轴线相平行的转动副 R_{21} 、 R_{31} 、 R_{41} 与静平台相连, 通过转动副 R_5 (其转动轴线与 R_{21} 、 R_{31} 、 R_{41} 转动轴线垂直)与动平台相连。UPS 支链分别通过U副、S球副与静平台和动平台相连。静平台中 $B_1B_4=a$ 、 $B_2B_4=b$ 、 $B_3B_4=c$ 。动平台为 $e \times f$ 的矩形。连接平台上 $A_2A_4=A_3A_4=d$ 、 $A_4A_5=h$ 。UPS 支链和3-RPR+R 支链组成的并联模块与机床的两平行导轨通过移动副 P_5 相连。

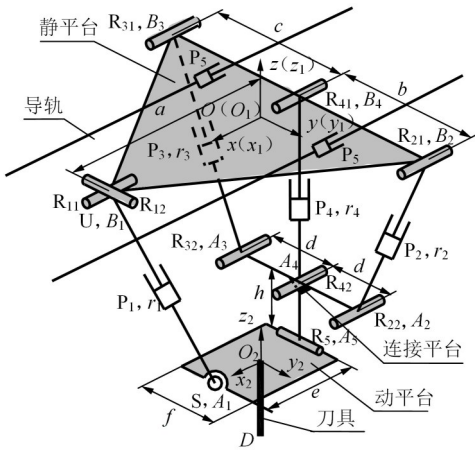


图1 ((3-RPR+R)&UPS)+P 混联机床机构简图

Fig. 1 Kinematic diagram of the ((3-RPR+R)&UPS)+P hybrid machine tool mechanism

在静平台中心建立固定坐标系 $O-xyz$ (记作 $\{O\}$), 其 x 轴与转动副 R_{21} 、 R_{31} 、 R_{41} 转动轴线平行, y 轴与转动副 R_{12} 转动轴线平行, z 轴垂直静平台向上, 且原点 O 与机床的两平行导轨距离相等, 两平行导轨与 x 轴平行。在静平台建立局部坐标系 $O_1-x_1y_1z_1$ (记作 $\{O_1\}$), 在初始位置坐标系 $\{O_1\}$ 与 $\{O\}$ 重合。在动平台中心建立局部坐标系 $O_2-x_2y_2z_2$ (记作 $\{O_2\}$), x_2 轴过点 A_1 、点 A_5 , y_2 轴与转动副 R_5 转动轴线平行, z_2 轴垂直向上。刀具安装在动平台中心即坐标原点 $\{O_2\}$ 处, 刀具轴线始终与 z_2 轴线共线, 刀具刀尖点为 D 。

通过对该混联机床机构的自由度及驱动选取分析, 确定取靠近静平台的4个移动副 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 和机床导轨移动副 P_5 为驱动输入。当这些驱动输入给定时, 动平台将沿 x 、 y 、 z 轴线方向移动和绕 x 、 y 轴转动^{[13]41-42}。图2所示为((3-RPR+R)&UPS)+P 混联机床机构模型图。

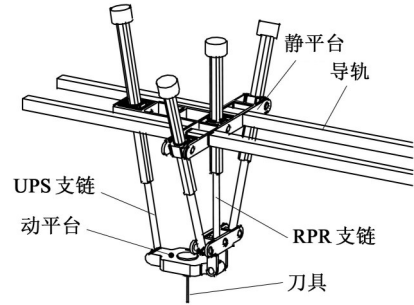


图2 ((3-RPR+R)&UPS)+P 混联机床机构模型图

Fig. 2 Model diagram of the ((3-RPR+R)&UPS)+P hybrid machine tool mechanism

2 ((3-RPR+R)&UPS)+P 混联机床机构运动学模型

2.1 位置逆解分析

该机构位置逆解分析为已知刀具刀尖点 D 在固定坐标系 $\{O\}$ 中的位姿 $(x_D, y_D, z_D, \alpha, \beta, \gamma)$ 和机构尺寸, 求机构各支链移动副 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 和导轨上移动副 P_5 对应的输入位移 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 和 S_5 即 $S_i (i=1, 2, 3, 4, 5)$ 。其中, $(x_D, y_D, z_D)^T$ 为刀具刀尖点 D 在固定坐标系 $\{O\}$ 中的位置矢量; $(\alpha, \beta, \gamma)^T$ 为连接刀具的动平台在固定坐标系的姿态即动平台局部坐标系 $\{O_2\}$ 相对固定坐标系 $\{O\}$ 的姿态。因动平台绕 z 轴的转动被限制($\gamma=0$), 故由 Z - Y - X 型欧拉角^[14]可得坐标系 $\{O_2\}$ 相对 $\{O\}$ 的旋转变换矩阵为

$${}^0\mathbf{O}_1 = (x_{o_1} \ y_{o_1} \ z_{o_1})^T = (x_D + ls\beta \ 0 \ 0)^T \quad (4)$$

$${}^0\mathbf{O}_2 = (0 \ y_D - ls\alpha c\beta \ z_D + lc\alpha c\beta)^T \quad (5)$$

$$S_5 = x_D + ls\beta \quad (6)$$

静平台上点 $B_i (i=1, 2, 3, 4)$ 在坐标系 $\{O_1\}$ 中的位置矢量 ${}^0\mathbf{B}_i$ 为

$$\begin{cases} {}^0\mathbf{B}_1 = (2/3a, 0, 0)^T \\ {}^0\mathbf{B}_2 = (-1/3a, b, 0)^T \\ {}^0\mathbf{B}_3 = (-1/3a, -c, 0)^T \\ {}^0\mathbf{B}_4 = (-1/3a, 0, 0)^T \end{cases} \quad (7)$$

机构中点 $A_i (i=1, 2, 3, 4)$ 在坐标系 $\{O_2\}$ 中的位置矢量 ${}^0\mathbf{A}_i$ 为

$$\begin{cases} {}^0\mathbf{A}_1 = (e/2, 0, 0)^T \\ {}^0\mathbf{A}_2 = (-e/2, d, h)^T \\ {}^0\mathbf{A}_3 = (-e/2, -d, h)^T \\ {}^0\mathbf{A}_4 = (-e/2, 0, h)^T \end{cases} \quad (8)$$

由变换公式 ${}^0\mathbf{A}_i = {}^0\mathbf{R} {}^0\mathbf{A}_i + {}^0\mathbf{O}_2$ 可得点 $A_i (i=1, 2, 3, 4)$ 在坐标系 $\{O_1\}$ 中的位置矢量 ${}^0\mathbf{A}_i$ 为

$$\begin{aligned} {}^0\mathbf{A}_1 &= \begin{bmatrix} (e/2)c\beta \\ (e/2)s\alpha s\beta + y_D - ls\alpha c\beta \\ -(e/2)c\alpha s\beta + z_D + lc\alpha c\beta \end{bmatrix} \\ {}^0\mathbf{A}_2 &= \begin{bmatrix} -(e/2)c\beta + hs\beta \\ -(e/2)s\alpha s\beta + dc\alpha - hs\alpha c\beta + y_D - ls\alpha c\beta \\ -(e/2)c\alpha s\beta + ds\alpha + hc\alpha c\beta + z_D + lc\alpha c\beta \end{bmatrix} \\ {}^0\mathbf{A}_3 &= \begin{bmatrix} -(e/2)c\beta + hs\beta \\ -(e/2)s\alpha s\beta - dc\alpha - hs\alpha c\beta + y_D - ls\alpha c\beta \\ (e/2)c\alpha s\beta - ds\alpha + hc\alpha c\beta + z_D + lc\alpha c\beta \end{bmatrix} \\ {}^0\mathbf{A}_4 &= \begin{bmatrix} -(e/2)c\beta + hs\beta \\ -(e/2)s\alpha s\beta - hs\alpha c\beta + y_D - ls\alpha c\beta \\ (e/2)c\alpha s\beta + hc\alpha c\beta + z_D + lc\alpha c\beta \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

又因各支链驱动杆长度 $r_i (i=1, 2, 3, 4)$ 为

$$r_i = |{}^0\mathbf{A}_i - {}^0\mathbf{B}_i| \quad (10)$$

故并联机构各支链移动副 $P_i (i=1, 2, 3, 4)$ 的输入位移 $S_i (i=1, 2, 3, 4)$ 为

$$S_i = r_i - r_{i0} \quad (11)$$

式中, r_{i0} 为各支链驱动杆的初始长度。

2.2 速度分析

该机构静平台、动平台相对固定坐标系 $\{O\}$ 沿移动副 P_5 导轨移动的速度 $\mathbf{v}_s$ (或 $\mathbf{v}_{o_1}$) 可通过对静平台坐标系原点 O_1 在固定坐标系 $\{O\}$ 中的位置矢量 ${}^0\mathbf{O}_1$ 的 x_{o_1} 坐标对时间求 1 阶导得到。

$$\mathbf{v}_{r5} = \mathbf{v}_{o_1} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{o_1}}{\partial x_D} & \frac{\partial x_{o_1}}{\partial y_D} & \frac{\partial x_{o_1}}{\partial z_D} & \frac{\partial x_{o_1}}{\partial \alpha} & \frac{\partial x_{o_1}}{\partial \beta} \end{bmatrix} \mathbf{v}_s = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & lc\beta \end{bmatrix} \mathbf{v}_s = \mathbf{J}_{o_1} \mathbf{v}_s \quad (12)$$

式中, $\mathbf{J}_{o_1} = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ lc\beta]$ 为 1×5 的 1 阶运动影响系数矩阵; $\mathbf{v}_s = [\dot{x}_D \ \dot{y}_D \ \dot{z}_D \ \dot{\alpha} \ \dot{\beta}]^T$ 。

因机构中点 $A_i (i=1, 2, 3, 4)$ 的速度矢量 $\mathbf{v}_{A_i}$ 依据速度合成定理可表示为

$$\mathbf{v}_{A_i} = \mathbf{v}_{o_2} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{e}_i \quad (13)$$

式中, $\mathbf{v}_{o_2}$ 为动平台坐标系原点 O_2 相对固定坐标系 $\{O\}$ 的速度矢量; $\boldsymbol{\omega}$ 为动平台相对固定坐标系 $\{O\}$ 的角速度矢量; $\mathbf{e}_i = {}^0\mathbf{A}_i - {}^0\mathbf{O}_2 (i=1, 2, 3, 4)$ 为点 A_i 相对动平台坐标系原点 O_2 的矢径。

故各支链驱动杆 $r_i (i=1, 2, 3, 4)$ 沿杆 n_i 方向的驱动速度 $\mathbf{v}_{r_i}$ 可表示为

$$\mathbf{v}_{r_i} = \mathbf{v}_{A_i} \cdot \mathbf{n}_i = (\mathbf{v}_{o_2} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{e}_i) \mathbf{n}_i = [\mathbf{n}_i^T \ (\mathbf{e}_i \times \mathbf{n}_i)^T] \begin{bmatrix} \mathbf{v}_{o_2} \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} \quad (14)$$

式中, $\mathbf{n}_i = ({}^0\mathbf{A}_i - {}^0\mathbf{B}_i) / |{}^0\mathbf{A}_i - {}^0\mathbf{B}_i| (i=1, 2, 3, 4)$ 为各支链沿驱动杆方向的单位矢量; $\mathbf{v}_{o_2}$ 可由式(3)位置矢量 ${}^0\mathbf{O}_2$ 对时间求 1 阶导得到; $\boldsymbol{\omega}$ 可由欧拉角速度 $[\dot{\alpha} \ \dot{\beta} \ \dot{\gamma}]^T$ 线性叠加求得。具体表达式为

$$\mathbf{v}_{o_2} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{o_2}}{\partial x_D} & \frac{\partial x_{o_2}}{\partial y_D} & \frac{\partial x_{o_2}}{\partial z_D} & \frac{\partial x_{o_2}}{\partial \alpha} & \frac{\partial x_{o_2}}{\partial \beta} \\ \frac{\partial y_{o_2}}{\partial x_D} & \frac{\partial y_{o_2}}{\partial y_D} & \frac{\partial y_{o_2}}{\partial z_D} & \frac{\partial y_{o_2}}{\partial \alpha} & \frac{\partial y_{o_2}}{\partial \beta} \\ \frac{\partial z_{o_2}}{\partial x_D} & \frac{\partial z_{o_2}}{\partial y_D} & \frac{\partial z_{o_2}}{\partial z_D} & \frac{\partial z_{o_2}}{\partial \alpha} & \frac{\partial z_{o_2}}{\partial \beta} \end{bmatrix} \mathbf{v}_s = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & lc\beta \\ 0 & 1 & 0 & -lc\alpha c\beta & ls\alpha s\beta \\ 0 & 0 & 1 & -ls\alpha c\beta & -lc\alpha s\beta \end{bmatrix} \mathbf{v}_s \quad (15)$$

$$\boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \mathbf{R}(z, \gamma) \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \dot{\gamma} + \mathbf{R}(z, \gamma) \mathbf{R}(y, \beta) \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{\beta} +$$

$$\mathbf{R}(z, \gamma) \mathbf{R}(y, \beta) \mathbf{R}(x, \alpha) \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{\alpha} =$$

$$\begin{bmatrix} 0 & -s\gamma & c\gamma c\beta \\ 0 & c\gamma & s\gamma c\beta \\ 1 & 0 & -s\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\gamma} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\alpha} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & c\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & -s\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\gamma} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\alpha} \end{bmatrix} \quad (16)$$

由式(15)、式(16)可得

$$\begin{bmatrix} v_{o_2} \\ \omega \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & lc\beta \\ 0 & 1 & 0 & -lc\alpha c\beta & ls\alpha s\beta \\ 0 & 0 & 1 & -ls\alpha c\beta & -lc\alpha s\beta \\ 0 & 0 & 0 & c\beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -s\beta & 0 \end{bmatrix} v_s = J_o v_s \quad (17)$$

为此, 式(14)可表示为矩阵形式, 即

$$\begin{bmatrix} v_{r_1} \\ v_{r_2} \\ v_{r_3} \\ v_{r_4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_1^T & (e_1 \times n_1)^T \\ n_2^T & (e_2 \times n_2)^T \\ n_3^T & (e_3 \times n_3)^T \\ n_4^T & (e_4 \times n_4)^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{o_2} \\ \omega \end{bmatrix} = J_r J_o v_s = J_{4 \times 5} v_s \quad (18)$$

式中, J_r 为4×6的矩阵; $J_{4 \times 5}$ 为4×5的1阶运动影响系数矩阵。

由于上述计算得出的各支链驱动杆沿杆方向的驱动速度 v_{r_i} ($i=1, 2, 3, 4$) 是相对固定坐标系 $\{O\}$ 的, 故为获得其相对静平台坐标系 $\{O_1\}$ 的速度 ${}^{o_1}v_{r_i}$ ($i=1, 2, 3, 4$), 需将式(14)的 v_{r_i} 减去式(12)的 v_{o_1} , 即

$${}^{o_1}v_{r_i} = v_{r_i} - v_{o_1} n_{o_1} \cdot n_i \quad (19)$$

式中, n_{o_1} 为x轴方向的单位矢量, $n_{o_1} = [1 \ 0 \ 0]^T$ 。

同理, 根据式(18)、式(12), 可将式(19)表示为矩阵形式, 即

$$\begin{bmatrix} {}^{o_1}v_{r_1} \\ {}^{o_1}v_{r_2} \\ {}^{o_1}v_{r_3} \\ {}^{o_1}v_{r_4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{4 \times 5} - \begin{bmatrix} n_{o_1} \cdot n_1 \\ n_{o_1} \cdot n_2 \\ n_{o_1} \cdot n_3 \\ n_{o_1} \cdot n_4 \end{bmatrix} J_{o_1} \end{bmatrix} v_s = J'_{4 \times 5} v_s \quad (20)$$

式中, $J'_{4 \times 5}$ 为4×5的1阶运动影响系数矩阵。

由以上分析可知, 已知 $\dot{x}_D$ 、 $\dot{y}_D$ 、 $\dot{z}_D$ 、 $\dot{\alpha}$ 、 $\dot{\beta}$ 等相关参数, 即可由式(12)、式(18)和式(20)分别求得混联机床机构沿移动副 P_5 导轨移动的速度 v_{r_5} 及各支链驱动杆沿杆方向的相对驱动速度 v_{r_i} 、 ${}^{o_1}v_{r_i}$ 。

2.3 加速度分析

将式(12)对时间求导, 可得机构静、动平台相对固定坐标系 $\{O\}$ 沿移动副 P_5 导轨移动的加速度 a_{r_5} 为

$$a_{r_5} = J_{o_1} a_s + v_s^T h_{o_1} v_s \quad (21)$$

式中, $a_s = [\ddot{x}_D \ \ddot{y}_D \ \ddot{z}_D \ \ddot{\alpha} \ \ddot{\beta}]^T$; h_{o_1} 为5×5的2阶运动影响系数矩阵。

$$h_{o_1} = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial x_D \partial x_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial y_D \partial x_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial z_D \partial x_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \alpha \partial x_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \beta \partial x_D} \\ \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial x_D \partial y_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial y_D \partial y_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial z_D \partial y_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \alpha \partial y_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \beta \partial y_D} \\ \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial x_D \partial z_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial y_D \partial z_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial z_D \partial z_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \alpha \partial z_D} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \beta \partial z_D} \\ \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial x_D \partial \alpha} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial y_D \partial \alpha} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial z_D \partial \alpha} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \alpha \partial \alpha} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \beta \partial \alpha} \\ \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial x_D \partial \beta} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial y_D \partial \beta} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial z_D \partial \beta} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \alpha \partial \beta} & \frac{\partial^2 x_{o_1}}{\partial \beta \partial \beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -ls\beta \end{bmatrix}$$

设 η 、 ζ 为任意的两个矢量, $\hat{\eta}$ 为反对称矩阵, 有

$$\eta = \begin{bmatrix} \eta_x \\ \eta_y \\ \eta_z \end{bmatrix}, \zeta = \begin{bmatrix} \zeta_x \\ \zeta_y \\ \zeta_z \end{bmatrix}, \hat{\eta} = \begin{bmatrix} 0 & -\eta_z & \eta_y \\ \eta_z & 0 & -\eta_x \\ -\eta_y & \eta_x & 0 \end{bmatrix}$$

则 η 、 ζ 、 $\hat{\eta}$ 满足关系^[15]

$$\begin{aligned} \eta \times \zeta &= \hat{\eta} \zeta \\ \hat{\eta}^T &= -\hat{\eta} \end{aligned} \quad (22)$$

将式(14)对时间求导, 并依据式(22)关系化简整理, 可得各支链驱动杆沿杆 n_i 方向的加速度 a_{r_i} ($i=1, 2, 3, 4$) 为^[16]

$$a_{r_i} = [n_i^T \ (e_i \times n_i)^T] \begin{bmatrix} a \\ \varepsilon \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_{o_2} \\ \omega \end{bmatrix}^T H_i \begin{bmatrix} v_{o_2} \\ \omega \end{bmatrix} \quad (23)$$

式中, $H_i = \frac{1}{r_i} \begin{bmatrix} -\hat{n}_i^2 & \hat{n}_i^2 \hat{e}_i \\ -\hat{e}_i \hat{n}_i^2 & L_i \hat{e}_i \hat{n}_i + \hat{e}_i \hat{n}_i^2 \hat{e}_i \end{bmatrix}_{6 \times 6}$ 。将式(23)

与式(21)比较可知, H_i 亦相当一个2阶运动影响系数矩阵。

将式(17)对时间求导, 可得动平台加速度 A 为

$$A = [a \ \varepsilon]^T = J_o a_s + v_s^T h_o v_s \quad (24)$$

式中, $a = [a_x \ a_y \ a_z]^T$ 、 $\varepsilon = [\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_z]^T$ 分别为动平台的线加速度矢量和角加速度矢量; $h_o = [h_1 \ h_2 \ h_3 \ h_4 \ h_5 \ h_6]^T$ 为6×5×5的2阶运动影响系数矩阵。

$\alpha = \beta = 0^\circ$, $L_{10}=70.66$ mm, $L_{20}=56.25$ mm, $L_{30}=58.48$ mm, $L_{40}=47.60$ mm; 刀具刀尖点 D 以速度 $\dot{x}_D = 5$ mm/s、 $\dot{y}_D = 2$ mm/s、 $\dot{z}_D = -8$ mm/s、 $\dot{\alpha} = 3(^{\circ})/\text{s}$ 、 $\dot{\beta} = 5(^{\circ})/\text{s}$ 运动。

3.1 基于 Matlab 的数值计算

图3~图5所示分别为基于 Matlab 得到的混联机床机构各驱动位移、速度和加速度变化曲线。

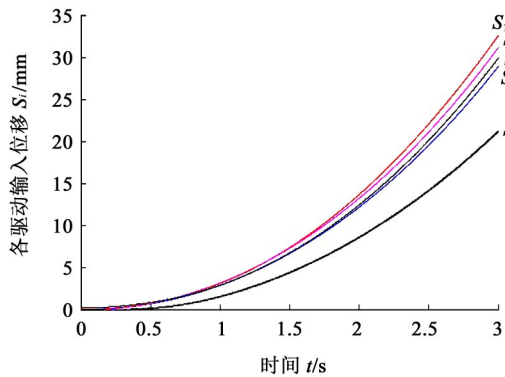


图3 基于 Matlab 的混联机床机构各驱动位移变化曲线
Fig. 3 Displacement curves of each drive of the hybrid machine tool mechanism based on Matlab

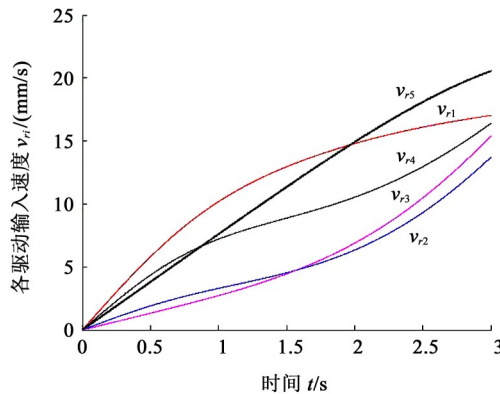


图4 基于 Matlab 的混联机床机构各驱动速度变化曲线
Fig. 4 Velocity curves of each drive of the hybrid machine tool mechanism based on Matlab

3.2 基于 Adams 的运动学仿真

图6所示为导入 Adams 的混联机床机构三维模型。对其添加约束和驱动，进行仿真。

图7~图9所示分别为由 Adams 后处理模块得到的混联机床机构各驱动位移、速度和加速度变化曲线。

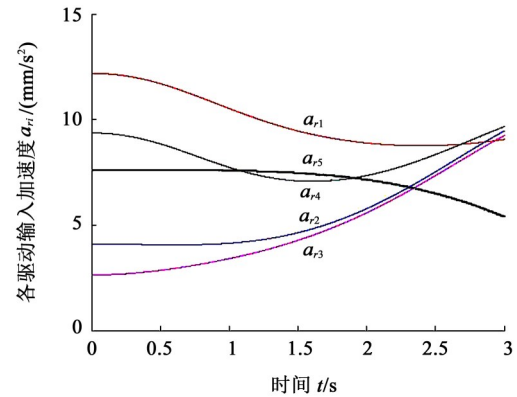


图5 基于 Matlab 的混联机床机构各驱动加速度变化曲线
Fig. 5 Acceleration curves of each drive of the hybrid machine tool mechanism based on Matlab

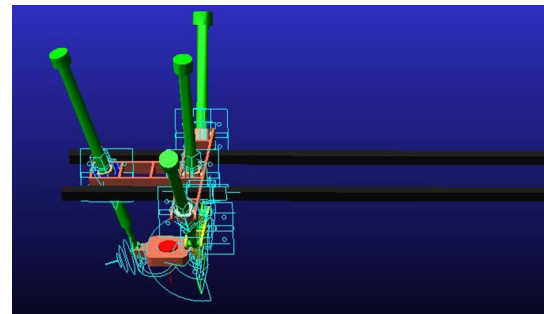


图6 混联机床机构 Adams 模型图

Fig. 6 Adams model diagram of the hybrid machine tool mechanism

将图3~图5与图7~图9相应对比可知，由 Matlab 得出的理论计算结果与由仿真软件 Adams 得出的结果基本相同，验证了该混联机床机构逆解运动学模型建立和分析的正确性。

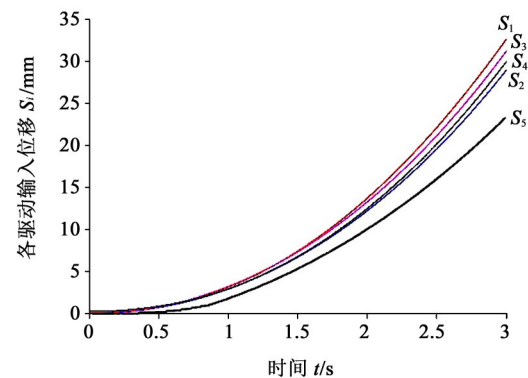


图7 基于 Adams 的混联机床机构各驱动位移变化曲线
Fig. 7 Displacement curves of each drive of the hybrid machine tool mechanism based on Adams

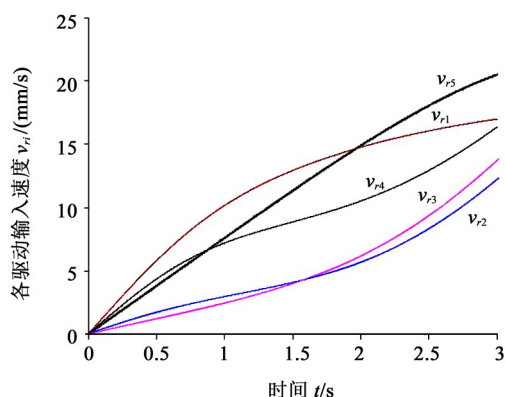


图8 基于Adams的混联机床机构各驱动速度变化曲线

Fig. 8 Velocity curves of each drive of the hybrid machine tool mechanism based on Adams

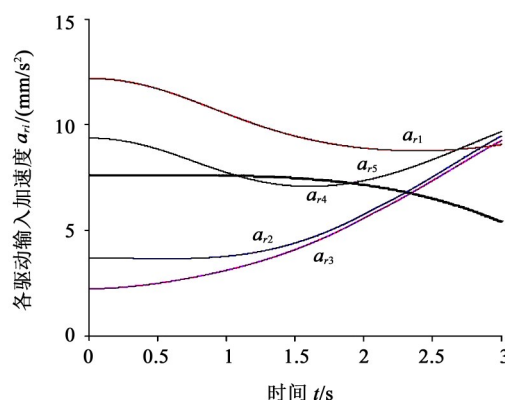


图9 基于Adams的混联机床机构各驱动加速度变化曲线

Fig. 9 Acceleration curves of each drive of the hybrid machine tool mechanism based on Adams

4 结论

(1) 提出了一种新型((3-RPR+R)&UPS)+P混联机床机构,该混联机床机构动平台除可沿 y 轴、 z 轴线方向移动和绕 x 轴、 y 轴转动外,整体还可沿机床移动副 P_5 导轨移动,即沿 x 轴线方向移动,故其可实现和解决大型细长类整体结构件的5轴联动加工。

(2) 利用解析矢量法建立了该混联机床机构逆解运动学模型,在此基础上,根据运动影响系数法得到了其1阶运动影响系数矩阵(Jacobian矩阵)和2阶运动影响系数矩阵(Hessian矩阵),进而建立了更为完整的逆解运动学模型。该混联机床机构运动学模型建立的方法将对其他类似混联机构运动学模型的建立具有一定的借鉴作用。

(3) 运用Matlab、Adams分别对该混联机床机构逆解运动学模型进行了求解计算和仿真,其结果基本一致,验证了该混联机床机构逆解运动学模型建立的正确性。

参 考 文 献

- [1] 郭希娟,黄天宇,常福清.动态式连接的少自由度混联机构的运动学分析[J].机械工程学报,2013,49(1):1-7.
GUO Xijuan, HUANG Tianyu, CHANG Fuqing. Kinematics of a new hybrid mechanism with reduced DOF and nested dynamic connection[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(1): 1-7.
- [2] 刘辛军,谢福贵,汪劲松.当前中国机构学面临的机遇[J].机械工程学报,2015,51(13):2-12.
LIU Xinjun, XIE Fugui, WANG Jinsong. Current opportunities in the field of mechanisms in china[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(13): 2-12.
- [3] 沈惠平,赵海彬,邓嘉鸣,等.基于自由度分配和方位特征集的混联机器人机型设计方法及应用[J].机械工程学报,2011,47(23):56-64.
SHEN Huiping, ZHAO Haibin, DENG Jiaming, et al. Type design method and the application for hybrid robot based on freedom distribution and position and orientation characteristic set[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(23): 56-64.
- [4] 张曙.航空结构件加工的新一代数控机床——解读Ecospeed领悟机床设计之道[J].金属加工(冷加工),2012(3):2-5.
ZHANG Shu. A new generation of CNC machine tools for machining aviation structural parts_interpreting ecospeed and understanding the way of machine tool design[J]. MW Metal Cutting, 2012(3): 2-5.
- [5] 刘光森,王振宇.XNZ2430重型龙门混联机床简介[J].设备管理与维修,2008(5):44-45.
LIU Guangmiao, WANG Zhenyu. Introduction of heavy-duty gantry hybrid machine tool[J]. Plant Maintenance Engineering, 2008(5): 44-45.
- [6] 韩霜,赵继,刘志新.串-并混联式研抛机床的开放式数控系统研究[J].中国机械工程,2007,18(16):1913-1916.
HAN Shuang, ZHAO Ji, LIU Zhixin. Research on open architectural CNC system of serial-parallel hybrid polishing machine[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(16): 1913-1916.
- [7] HUANG T, WANG P F, ZHAO X M, et al. Design of a 4-DOF hybrid PKM module for large structural component assembly[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010, 59(1): 159-162.
- [8] 孟祥志,蔡光起,胡明,等.三杆混联数控机床的动力学[J].机械工程学报,2006,42(6):112-119.
MENG Xiangzhi, CAI Guangqi, HU Ming, et al. Dynamics of 3-chain hybrid CNC machine Tool[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(6): 112-119.
- [9] 石宏,蔡光起,李景奎.混联机床五轴联动加工时刀摆的非线性误差分析与控制[J].中国机械工程,2008,19(6):675-677.
SHI Hong, CAI Guangqi, LI Jingkui. Analysis and control of nonlinear errors for 5-axis machining of a hybrid machine tool[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(6): 675-677.
- [10] 薄瑞峰,鲁岩,冯鹏升,等.一种大摆角五轴联动混联机床位置正解的神经网络分析法[J].机械设计与研究,2017,33(1):22-26.
BO Ruifeng, LU Yan, FENG Pengsheng, et al. The forward kinematic