冗余驱动直角坐标串并联机构动力学对比分析

罗建国 陆 震

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100083)

摘 要:对全新结构的万能直角串并联机构进行冗余驱动设计,通过建立动力学方程和欧拉方程,对机构的动平台各输入铰点处的受力状况进行了全面的分析,已知机构在给定空间位置和姿态下的输出端的受力、主轴的运动参数、连杆的运动参数、水平和垂直运动滑块的运动参数时,可以反向求解机构的动力学反解,通过计算机语言编程计算和绘图得到直观有效的结果数据,由此得知冗余驱动在改善原机构的动力学特性方面的良好表现.

关 键 词: 冗余驱动; 串并联; 动力学; 参数; 反解

中图分类号: TP 214

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965 (2007) 01-0100-05

Comparative analysis on kinetics with redundant driving of Cartesian serial-parallel manipulator

Luo Jianguo Lu Zhen

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, 100083, China)

Abstract: Redundant driving structure designed based on a new type of universal Cartesian serial-parallel manipulator, kinetics equations and Euler equations constructed, complete analysis of each jointed points of the moving platform carried out, inverse kinetics solution can be obtained with the given parameters, which include the position and orientation of the manipulator, applied force on the output shaft, parameters of motion of output shaft and connecting bar and sliding block, computer programming adopted to get the valid data and its figure, thus found the perfect show of this redundant driving structure compared to the primary mechanism without redundant driving

Key words: redundant driving; serial-parallel; kinetics; parameter; inverse solution

1 机构模型

基于传统的 Stewart平台机构和串联机构的各自特点,提出了一种全新结构的万能直角坐标串并联机构 (如图 1所示),该机构具有实现空间三维平动和三维转动的六自由度机构,对机构的运动控制只需对水平和垂直运动滑块进行二维直线驱动即可实现空间六维运动,从而可以通过非常简单的控制加工较为复杂的空间曲面. 它继承了串联和并联机构的各自优点,它不仅具有良好的控制性能,而且其制造成本和加工的难度也大大降低[1]. 然而机构的结构特殊形式,使得构成上下层动平台的平面四杆机构在满足某些尺寸关系和处于特定位置和姿态时,机构会处于不稳定的情形,而且在非奇异位形[2]处各动平台铰点处的受力和位于水平运动滑块上的各铰点处绕水平导轨的力矩都很大,从而会导致 4根连杆的变形增加、机构运动精度降低、动平台振动幅度加大等负面影响,为此,本文对机构进行具体分析的基础上,提出对机构采取增加冗余驱动支链的方式来解决以上问题[3]. 通过在机构上下层动平台上各增加一个 SPS支链,且保证 2支链不在同一平面上 (如图 2所示,其中, C_i 为垂直运动滑块, B_i 为水平滑块, $i = 1, 2, 3, 4$). 为了验证机构增加冗余

收稿日期: 2005-12-05

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50375007)

作者简介: 罗建国 (1977 -),男,湖南岳阳人,博士生, luo - 1598@163. com.

驱动后的性能改善情况,本文对机构建立动力学方程和欧拉方程来分析机构在给定空间位姿及相关参数时的动力学反解[4],通过改变有关参数来检验机构在不同受力状况下的动力学反解的对比分析结果.

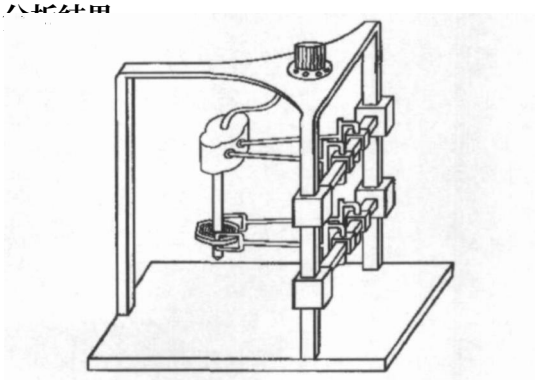


图 1　万能直角坐标串并联机构示意图

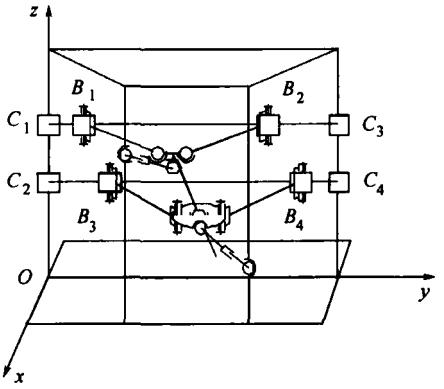


图 2　增加 2支链的冗余驱动结构

2　无冗余驱动时机构的动力学方程

当已知机构各铰点在空间的位置以及输出主轴在空间的姿态的示意图(如图 3所示),机构输出主轴末端所受到的力和力矩可表示为空间力 F_{m} 与以其为回转轴线的力矩 M_{m},依据牛顿运动学定律和欧拉方程,对图 3所示的机构进行动力学反向求解,即已知输出主轴 O_1O_2 在空间的位置和姿态以及输出主轴的运动状况,各连杆、水平运动和垂直运动滑块的有关运动参数时,通过对机构进行分解,建立局部的动力学和欧拉平衡方程[5]进行分析推导如下.

首先,依据机构的特殊形式和结构可知下层动平台 b_3b_4 在以 O_2 点为支点,垂直方向 Oz上的欧拉方程为

$$F^z_{b_3}\cdot|b_3O_2|+F^z_{b_4}\cdot|b_4O_2|=0 \qquad (1)$$

式中,$F^x_{b_i}$, $F^y_{b_i}$, $F^z_{b_i}$(其中 $i=1,2,3,4$)为动平台上各铰点处所受力沿 x, y, z方向的力分量(下同),假设上下层动平台中心的距离$|O_1O_2|=h$,下层动平台到刀尖点 P_d的距离$|O_2P_d|=d$,主轴 O_1O_2 在空间与 x, y, z轴的方向余弦夹角对应为 α_1, α_2, α_3,各连杆与水平导轨正方向的夹角为$\beta^y_{B_ib_i}$($i=1,2,3,4$).

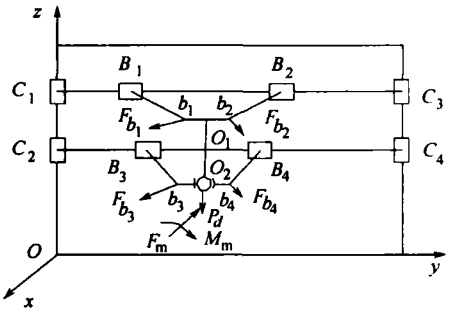


图 3　原机构整体受力示意图

其次,下层动平台 b_3b_4 在以 O_2 点为支点(如图 4所示),平行于水平面 xOy内的欧拉方程为

$$F^x_{b_3}\cdot|b_3O_2|\cdot\cos\alpha^y_{b_3b_4}+F^y_{b_3}\cdot|b_3O_2|\cdot\sin\alpha^y_{b_3b_4}+F^x_{b_4}\cdot|b_4O_2|\cdot\cos\alpha^y_{b_3b_4}+F^y_{b_4}\cdot|b_4O_2|\cdot\sin\alpha^y_{b_3b_4}=J_{b_3b_4}\cdot\omega^z_{b_3b_4} \qquad (2)$$

式中,$J_{b_3b_4}$为下层动平台 b_3b_4 绕过下层动平台中心点 O_2且平行于 Oz轴的转动贯量;$\omega^z_{b_3b_4}$为下层动平台 b_3b_4 绕过下层动平台中心点 O_2且平行于 Oz轴的角加速度分量;$\alpha^y_{b_3b_4}$为空间矢量 $\overrightarrow{b_3b_4}$与固定坐标系的 y轴的方向夹角.

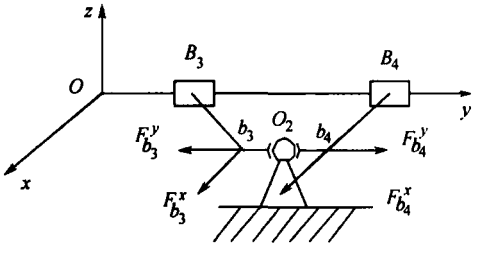


图 4　下层动平台绕 Oz轴的水平力矩分析

在此,本文再以 O_2 点为支点(如图 5所示),对输出主轴 O_1O_2 分别绕 x, y, z轴列出其欧拉方程如下:

$$F_z\cdot|P_dO_2|\cdot\cos\alpha_2+F_y\cdot|P_dO_2|\cdot\cos\alpha_3+M_x+F^y_{b_1}\cdot|b_1O_2|\cdot\cos\alpha^z_{b_1O_2}+F^z_{b_1}\cdot|b_1O_2|\cdot\cos\alpha^y_{b_1O_2}+F^y_{b_2}\cdot|b_2O_2|\cdot\cos\alpha^z_{b_2O_2}+F^z_{b_2}\cdot|b_2O_2|\cdot\cos\alpha^y_{b_2O_2}=J^x_{O_2}\cdot\omega^x_{O_2} \qquad (3a)$$

$$F_x\cdot|P_dO_2|\cdot\cos\alpha_3+F_z\cdot|P_dO_2|\cdot\cos\alpha_1+M_y+F^x_{b_1}\cdot|b_1O_2|\cdot\cos\alpha^z_{b_1O_2}+F^z_{b_1}\cdot|b_1O_2|\cdot\cos\alpha^x_{b_1O_2}+F^x_{b_2}\cdot|b_2O_2|\cdot\cos\alpha^z_{b_2O_2}+F^z_{b_2}\cdot|b_2O_2|\cdot\cos\alpha^x_{b_2O_2}=J^y_{O_2}\cdot\omega^y_{O_2} \qquad (3b)$$

$$F_x\cdot|P_dO_2|\cdot\cos\alpha_2+F_y\cdot|P_dO_2|\cdot\cos\alpha_1+$$

$$M_z + F^x_{b_1} \cdot |b_1O_2| \cdot \cos\alpha^y_{b_1O_2} + F^y_{b_1} \cdot |b_1O_2| \cdot \cos\alpha^x_{b_1O_2} + F^x_{b_2} \cdot |b_2O_2| \cdot \cos\alpha^y_{b_2O_2} + F^y_{b_2} \cdot |b_2O_2| \cdot \cos\alpha^x_{b_2O_2} = J^z_{O_2} \cdot \omega^z_{O_2} \quad (3c)$$

式中，P_d 为主轴输出末端刀尖点；F_x，F_y，F_z 为主轴前端刀尖点处所受外力 F_m 沿 x, y, z 方向的分量；M_x，M_y，M_z 为主轴前端刀尖点处所受外力矩 M_m 沿 x, y, z 方向的分量；$J^x_{O_2}$，$J^y_{O_2}$，$J^z_{O_2}$ 为主轴 O_1O_2 绕过 O_2 点且分别平行于 Ox, Oy, Oz 轴的转动贯量；$\omega^x_{O_2}$，$\omega^y_{O_2}$，$\omega^z_{O_2}$ 为输出主轴 O_1O_2 绕过 O_2 点且分别平行于 Ox, Oy, Oz 轴的角加速度分量，$(\alpha^x_{b_1O_2}, \alpha^y_{b_1O_2}, \alpha^z_{b_1O_2})$，$(\alpha^x_{b_2O_2}, \alpha^y_{b_2O_2}, \alpha^z_{b_2O_2})$ 分别为空间矢量 $\overrightarrow{b_1O_2}$，$\overrightarrow{b_2O_2}$ 与固定坐标系的 x, y, z 轴的方向夹角.

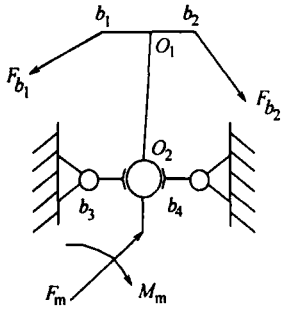


图 5 以 O_2 为支点的主轴力矩平衡分析

同理，如图 6 所示，若以 b_1 点为支点对输出主轴 O_1O_2 分别绕 x, y, z 轴列出其欧拉方程如下：

$$F_z \cdot |P_d b_1| \cdot \cos\alpha^y_{Pb_1} + F_y \cdot |P_d b_1| \cdot \cos\alpha^z_{Pb_1} + M_x + F^y_{b_2} \cdot |b_2 b_1| \cdot \cos\alpha^z_{b_2b_1} + F^z_{b_2} \cdot |b_2 b_1| \cdot \cos\alpha^y_{b_2b_1} + F^y_{b_3} \cdot |b_3 b_1| \cdot \cos\alpha^z_{b_3b_1} + F^z_{b_3} \cdot |b_3 b_1| \cdot \cos\alpha^y_{b_3b_1} + F^y_{b_4} \cdot |b_4 b_1| \cdot \cos\alpha^z_{b_4b_1} + F^z_{b_4} \cdot |b_4 b_1| \cdot \cos\alpha^y_{b_4b_1} = J^x_{b_1} \cdot \omega^x_{b_1} \quad (4a)$$

$$F_x \cdot |P_d b_1| \cdot \cos\alpha^z_{Pb_1} + F_z \cdot |P_d b_1| \cdot \cos\alpha^x_{Pb_1} + M_y + F^x_{b_2} \cdot |b_2 b_1| \cdot \cos\alpha^z_{b_2b_1} + F^z_{b_2} \cdot |b_2 b_1| \cdot \cos\alpha^x_{b_2b_1} + F^x_{b_3} \cdot |b_3 b_1| \cdot \cos\alpha^z_{b_3b_1} + F^z_{b_3} \cdot |b_3 b_1| \cdot \cos\alpha^x_{b_3b_1} + F^x_{b_4} \cdot |b_4 b_1| \cdot \cos\alpha^z_{b_4b_1} + F^z_{b_4} \cdot |b_4 b_1| \cdot \cos\alpha^x_{b_4b_1} = J^y_{b_1} \cdot \omega^y_{b_1} \quad (4b)$$

$$F_x \cdot |P_d b_1| \cdot \cos\alpha^z_{Pb_1} + F_y \cdot |P_d b_1| \cdot \cos\alpha^x_{Pb_1} + M_z + F^x_{b_2} \cdot |b_2 b_1| \cdot \cos\alpha^y_{b_2b_1} + F^y_{b_2} \cdot |b_2 b_1| \cdot \cos\alpha^x_{b_2b_1} + F^x_{b_3} \cdot |b_3 b_1| \cdot \cos\alpha^y_{b_3b_1} + F^y_{b_3} \cdot |b_3 b_1| \cdot \cos\alpha^x_{b_3b_1} + F^x_{b_4} \cdot |b_4 b_1| \cdot \cos\alpha^y_{b_4b_1} + F^y_{b_4} \cdot |b_4 b_1| \cdot \cos\alpha^x_{b_4b_1} = J^z_{b_1} \cdot \omega^z_{b_1} \quad (4c)$$

式中，$J^x_{b_1}$，$J^y_{b_1}$，$J^z_{b_1}$ 为输出主轴 O_1O_2 绕过 b_1 点且分别平行于 Ox, Oy, Oz 轴的转动惯量；$\omega^x_{b_1}$，$\omega^y_{b_1}$，$\omega^z_{b_1}$ 为输出主轴 O_1O_2 绕过 b_1 点且分别平行于 Ox, Oy, Oz 轴的角加速度分量；$\alpha^x_{b_2b_1}$，$\alpha^y_{b_2b_1}$，$\alpha^z_{b_2b_1}$，$\alpha^x_{b_3b_1}$，$\alpha^y_{b_3b_1}$，$\alpha^z_{b_3b_1}$，$\alpha^x_{b_4b_1}$，$\alpha^y_{b_4b_1}$，$\alpha^z_{b_4b_1}$，$\alpha^x_{Pb_1}$，$\alpha^y_{Pb_1}$，$\alpha^z_{Pb_1}$ 分别为空间矢量 b_2b_1，b_3b_1，b_4b_1，P_db_1 与固定坐标系的 x, y, z 轴的方向夹角.

同样，可以 b_2 点为支点（如图 7 所示）对输出主轴 O_1O_2 分别绕 x, y, z 轴列出其欧拉方程如下：

$$F_z \cdot P_d b_2 \cdot \cos\alpha^y_{Pb_2} + F_y \cdot P_d b_2 \cdot \cos\alpha^z_{Pb_2} + M_x + F^y_{b_1} \cdot b_1 b_2 \cdot \cos\alpha^z_{b_1b_2} + F^z_{b_1} \cdot |b_1 b_2| \cdot \cos\alpha^y_{b_1b_2} + F^y_{b_3} \cdot b_3 b_2 \cdot \cos\alpha^z_{b_3b_2} + F^z_{b_3} \cdot |b_3 b_2| \cdot \cos\alpha^y_{b_3b_2} + F^y_{b_4} \cdot |b_4 b_2| \cdot \cos\alpha^z_{b_4b_2} + F^z_{b_4} \cdot |b_4 b_2| \cdot \cos\alpha^y_{b_4b_2} = J^x_{b_2} \cdot \omega^x_{b_2} \quad (5a)$$

$$F_x \cdot |P_d b_2| \cdot \cos\alpha^z_{Pb_2} + F_z \cdot |P_d b_2| \cdot \cos\alpha^x_{Pb_2} + M_y + F^x_{b_1} \cdot |b_1 b_2| \cdot \cos\alpha^z_{b_1b_2} + F^z_{b_1} \cdot |b_1 b_2| \cdot \cos\alpha^x_{b_1b_2} + F^x_{b_3} \cdot |b_3 b_2| \cdot \cos\alpha^z_{b_3b_2} + F^z_{b_3} \cdot |b_3 b_2| \cdot \cos\alpha^x_{b_3b_2} + F^x_{b_4} \cdot |b_4 b_2| \cdot \cos\alpha^z_{b_4b_2} + F^z_{b_4} \cdot |b_4 b_2| \cdot \cos\alpha^x_{b_4b_2} = J^y_{b_2} \cdot \omega^y_{b_2} \quad (5b)$$

$$F_x \cdot |P_d b_2| \cdot \cos\alpha^y_{Pb_2} + F_y \cdot |P_d b_2| \cdot \cos\alpha^x_{Pb_2} + M_z + F^x_{b_1} \cdot |b_1 b_2| \cdot \cos\alpha^y_{b_1b_2} + F^y_{b_1} \cdot |b_1 b_2| \cdot \cos\alpha^x_{b_1b_2} + F^x_{b_3} \cdot |b_3 b_2| \cdot \cos\alpha^y_{b_3b_2} + F^y_{b_3} \cdot |b_3 b_2| \cdot \cos\alpha^x_{b_3b_2} + F^x_{b_4} \cdot |b_4 b_2| \cdot \cos\alpha^y_{b_4b_2} + F^y_{b_4} \cdot |b_4 b_2| \cdot \cos\alpha^x_{b_4b_2} = J^z_{b_2} \cdot \omega^z_{b_2} \quad (5c)$$

式中，$J^x_{b_2}$，$J^y_{b_2}$，$J^z_{b_2}$ 为输出主轴 O_1O_2 绕过 b_2 点且分别平行于 Ox, Oy, Oz 轴的转动贯量；$\omega^x_{b_2}$，$\omega^y_{b_2}$，$\omega^z_{b_2}$ 为输出主轴 O_1O_2 绕过 b_2 点且分别平行于 Ox, Oy, Oz 轴的角加速度分量，$(\alpha^x_{b_1b_2}, \alpha^y_{b_1b_2}, \alpha^z_{b_1b_2})$，$(\alpha^x_{b_3b_2}, \alpha^y_{b_3b_2}, \alpha^z_{b_3b_2})$，$(\alpha^x_{b_4b_2}, \alpha^y_{b_4b_2}, \alpha^z_{b_4b_2})$，$(\alpha^x_{P_db_2},$

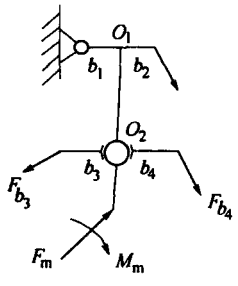


图 6 以 b_1 为支点的主轴力矩平衡分析

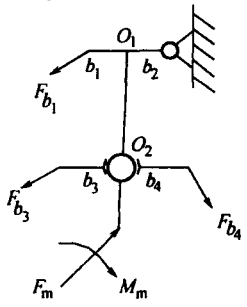


图 7 以 b_2 为支点的主轴力矩平衡分析

$\alpha^y_{P_d b_2}, \alpha^z_{P_d b_2}$)分别为空间矢量 $\overrightarrow{b_1 b_2}$, $\overrightarrow{b_3 b_2}$, $\overrightarrow{b_4 b_2}$, $\overrightarrow{P_d b_2}$ 与固定坐标系的 x, y, z轴的方向夹角.

由于主轴内装钢丝软轴驱动,上层动平台 $b_1 b_2$ 与输出主轴 O_1O_2 的外层套筒固定连接,所以T字型的主轴在绕 O_1O_2 的轴线方向 (如图 8所示)的欧拉方程为

$$\begin{aligned} &F^x_{b_1} \cdot |b_1O_1| \cdot \cos\alpha^x_{nb_1b_2} + \\ &F^y_{b_1} \cdot |b_1O_1| \cdot \cos\alpha^y_{nb_1b_2} + \\ &F^z_{b_1} \cdot |b_1O_1| \cdot \cos\alpha^z_{nb_1b_2} + \\ &F^x_{b_2} \cdot |b_2O_1| \cdot \cos\alpha^x_{nb_1b_2} + \\ &F^y_{b_2} \cdot |b_2O_1| \cdot \cos\alpha^y_{nb_1b_2} + \\ &F^z_{b_2} \cdot |b_2O_1| \cdot \cos\alpha^z_{nb_1b_2} = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

式中, $\alpha^x_{nb_1b_2}, \alpha^y_{nb_1b_2}, \alpha^z_{nb_1b_2}$为过点 O_1 的空间方向矢量 $\overrightarrow{nb_1b_2} = \overrightarrow{O_1O_2} \times \overrightarrow{b_1b_2}$,即主轴 O_1O_2 方向矢量与动平台 b_1b_2 方向矢量的叉乘结果所得的方向矢量与固定坐标系的 x, y, z轴的方向夹角.

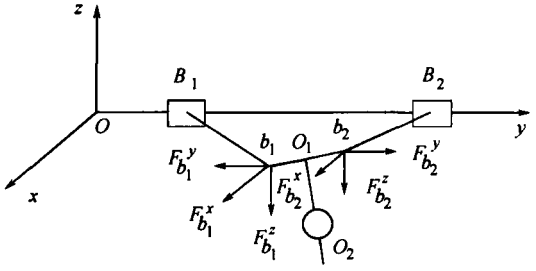


图 8　上层动平台绕主轴 O_1O_2 的力矩分析

从式 (1) ~式 (6)可知,如果已知机构在空间的位置和姿态,同时给定机构在此时刻的角加速度的大小和方向,输入主轴末端点 P_d 处的力 F_m 和力矩 M_m,则所有方程组式 (1) ~式 (6)中共有 12个未知参数 $F^x_{b_i}, F^y_{b_i}, F^z_{b_i}$ (其中 $i = 1, 2, 3, 4$),即动平台各铰点处的力沿着 x, y, z轴 3个方向的分量,而全部方程组数也有 12个,故未知量完全可解.

通过进一步的分析可知,机构的各输入铰点处的受力和力矩均可以求得,与动平台相连的 4个铰点 b_1, b_2, b_3, b_4 处与各力的力矩均为零,因而机构的动力学反解全部能够得到,下面本文将通过一计算实例来直观地了解机构的动力学分析和推导的结果.

3　增加冗余驱动支链的动力学分析

将图 1中所示的机构变形成图 2中所示的机构后,机构的动力学分析方法没有多大变化,不同之处是机构的动平台上的铰点由原来的 4个变成了 6个,每个铰点的受力若均可分解为 x, y, z 3个方向的分量,在已知输出主轴 O_1O_2 末端的所受的力和力矩时,反向求解输入动平台各铰点的输入力时,则共有 18个未知变量存在,为了得到这些变量的求解,本文参考图 3~图 7中寻求动力学方程的方法可以得到以 O_2, b_1, b_2, s_1, s_2 5个点作为支点时的 15个动力学方程,同样以 s_1, s_2 为支点时的力矩分析可以得到下层动平台 $b_3b_4s_2$ 在平行于 xOy平面内欧拉方程 1个 (类似于式 (2)所示),也可以得到下层动平台 $b_3b_4s_2$ 上的铰点 b_3 和 b_1 2点在以 O_2s_2 为平面法线向量的平面内的欧拉方程 1个,最后还能获得上层动平台 $b_1b_2s_1$ 在垂直于主轴 O_1O_2 的平面内的力矩平衡方程 1个 (类似于式 (6)所示),由上可知,可以得到 18个方程,从而可以求解出动平台各铰点处的所有力分量.

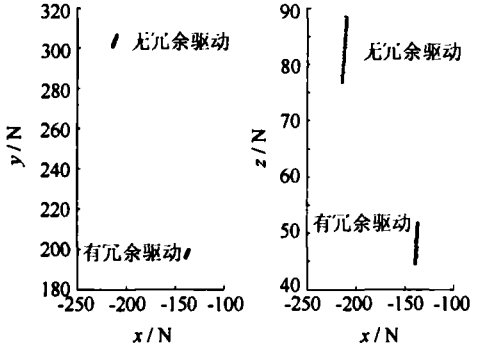
4　计算实例

已知机构中有关固定参数的值假设为 4根固定连杆长度均为

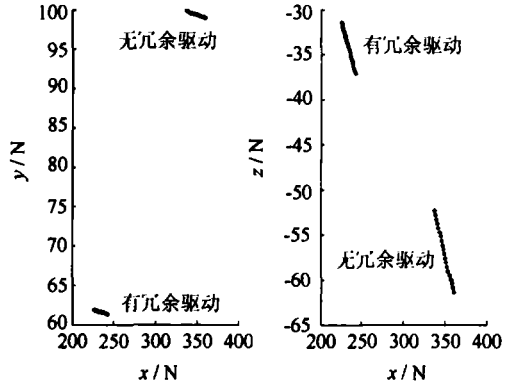
$$\begin{aligned} l &= 0.5\,\mathrm{m} \\ |b_1O_1| &= |b_2O_1| = |s_1O_1| = 0.2\,\mathrm{m} \\ |b_3O_2| &= |b_4O_2| = |s_2O_2| = 0.24\,\mathrm{m} \\ |O_1O_2| &= 0.3\,\mathrm{m} \\ |P_dO_2| &= 0.15\,\mathrm{m} \end{aligned}$$

各连杆质量均为 $m_{l_i} = 1.0\,\mathrm{kg}$,各水平滑块质量均为 $m_{B_i} = 0.5\,\mathrm{kg}$,各垂直运动滑块的质量均为 $m_{C_i} = 0.5\,\mathrm{kg}$,假定各构件均为刚体,主轴 O_1O_2 绕过 O_2 点空间轴线 $\boldsymbol{nw}_{O_1O_2} = [1\ 1\ 0]$以角加速度 $0.5\,\mathrm{rad/s^2}$ 偏转运动,下层动平台的质量 $m_{b_3b_4} = 0.8\,\mathrm{kg}$,下层动平台绕过 O_2 点且平行于 Oz轴方向的角加速度为 $0.3\,\mathrm{rad/s^2}$,主轴质量 $m_{O_1O_2} = 1.5\,\mathrm{kg}$,水平运动滑块的加速度分别为 $a^y_{B_1} = 0.2\,\mathrm{m/s^2}$, $a^y_{B_2} = -0.2\,\mathrm{m/s^2}$, $a^y_{B_3} = 0.2\,\mathrm{m/s^2}$, $a^y_{B_4} = 0.2\,\mathrm{m/s^2}$,连杆 B_1b_1 与连杆 b_1b_2 的夹角为 100°;连杆 B_3b_3 与水平导轨的正向夹角为 45°;连杆 B_3b_3 与连杆 b_3b_4 的夹角为 115°; B_1 点的坐标为 (0, 0.2000, 0.4000), B_2 点的坐标为 (0, 0.9801, 0.4000), B_3 点的坐标为 (0, 0.3000, 0.2180), B_4 点的坐标为 (0, 1.2990, 0.2180),作用力 $F_m = 100 \sim 200\,\mathrm{N}$ (步长为 10), $M_m = 100\ (\mathrm{N \cdot m})$,本文通过编制程序计算绘图可得出各铰点处的受力和力矩,由于篇幅的原因,本文在此仅给出各 b_i ($i = 1, 2, 3, 4$)点在没有冗余驱动支链和有冗余驱动支链后的受力图 (如图 9所示), 其中,各直线矢量的值与所

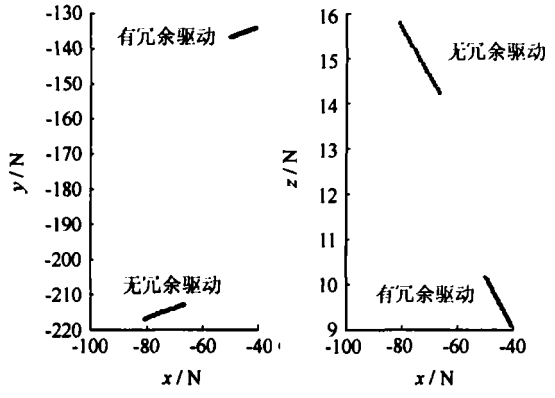
对应的坐标轴正向一致时为正值,反之为负;各回转矢量的值绕对应的坐标轴的逆时针方向为正,反之为负.



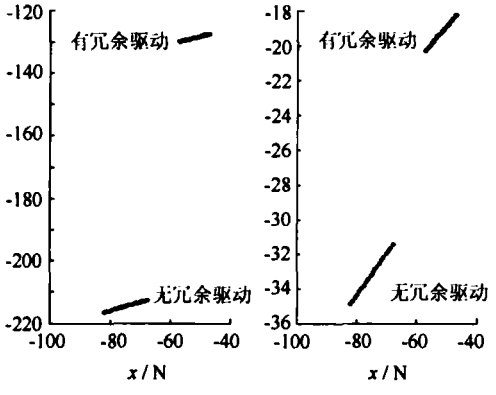
a b_1 点处的受力



b b_2 点处的受力



c b_3 点处的受力



d b_4 点处的受力

图 9 各 b_i 铰点处的有无冗余驱动时受力对比分析

5 结 论

基于传统的单纯的并联机构和单纯的串联机构的优缺点,本文提出了一种全新结构形式的串并联机构,它能够取二者之长,弥补其不足,二维驱动控制的六自由度结构形式能满足工业生产领域的复杂空间曲面的加工要求,由于机构的特殊结构形式和机构尺寸的影响,以及机构在运动过程中可能出现的奇异位形,为了有效避免该问题,提出了增加 2条冗余驱动运动支链的假设,通过采用牛顿-欧拉法对机构进行动力学反解分析,得到动力学方程组,然后进行求解和分析,通过计算机编程运算,非常直观地给出了原始机构和带冗余驱动的机构在给定条件下,动平台上的原始输入铰点的受力图,由图 8可知,增加冗余驱动后的铰点处沿空间 x, y, z 3个方向的受力都有明显地减小,一般减小值在 30% ～40%左右,这不仅很好的为机构的稳定性提供了保障,同时还能够减小输出主轴的振动,增加机构运动的精度.

参考文献 (References)

[1] 李迎. 虚拟轴机床的应用研究与发展趋势 [J]. 机械设计与制造, 1999, 5: 2 - 6
Li Ying. Application and development of virtual machine tool [J]. Machine Design and Manufacturing, 1999, 5: 2 - 6 (in Chinese)

[2] 余顺年, 马履中. 新型串并联中医推拿机器人研究 [J]. 中国机械工程, 2005, 19: 23 - 25
Yu Shunnian, Ma Lüzhong. Study on new type of serial-parallel herbalist doctor massage robot [J]. Chinese Machine Engineering, 2005, 19: 23 - 25 (in Chinese)

[3] 赵玮,于靖军,毕树生,等. 串并联微操作机器人系统的研究 [J]. 北京航空航天大学学报, 2001, 6: 47 - 49
Zhao Wei, Yu Jingjun, Bi Shusheng, et al. Study on minitype serial-parallel manipulator system [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2001, 6: 47 - 49 (in Chinese)

[4] 岳素平,刘德忠,李士良. 7自由度虚拟轴串并联机床概念设计 [J]. 华北工学院学报, 2004, 4: 15 - 18
Yue Suping, Liu Dezhong, Li Shiliang. Concept design of seven DOF virtual serial-parallel manipulator [J]. Journal of North China Institute of Engineering, 2004, 4: 15 - 18 (in Chinese)

[5] 李树军,李德锡,权太国. 一种 3自由度串并联平台型机器人机构 [J]. 东北大学学报, 1996, 6: 7 - 11
Li Shujun, Li Dexi, Quan Taiguo. Three DOF serial-parallel platform mechanism [J]. Journal of Northeast University, 1996, 6: 7 - 11 (in Chinese)

(责任编辑:张 嵘)