

装备与成套技术

薄壁高筋筒件的径向包络成形装备运动学分析

金奇伟, 郑方焱

(武汉理工大学 汽车工程学院 现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 湖北 武汉 430070)

摘要: 对径向包络成形装备的位置反解、奇异位形和工作空间等运动学进行分析。通过闭环矢量法建立六连杆三自由度并联机构的运动学模型, 利用雅可比矩阵求解奇异位形, 通过位置约束条件求解工作空间。揭示六连杆三自由度并联机构的运动学特性; 建立驱动滑块位置和包络辊位姿之间的映射关系, 得到驱动滑块的位移、速度和加速度表达式; 得到并联机构的两种奇异位形; 分析机构工作空间的影响因素和限制条件, 求解了并联机构的工作空间。通过径向包络成形装备的运动学分析, 表明了当前构型和运动参数的可行性, 在运动平台转角 γ 最小时, 并联机构可获得最大的移动工作空间。上述研究为径向包络成形装备运动控制提供了理论依据。

关键词: 径向包络成形装备; 工作空间; 奇异位形; 并联机构; 驱动滑块; 转角

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2024.01.021

中图分类号: TH112

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2024) 01-0165-08

Kinematics analysis on radial envelope forming equipment for thin-walled high-rib cylindrical parts

Jin Qiwei, Zheng Fangyan

(Hubei Key Laboratory of Advanced Technology for Automotive Components, School of Automotive Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China)

Abstract: The kinematic analysis on the position inverse solution, singular configuration and work space of radial envelope forming equipment was carried out, and the kinematics model of six-link three-degree-of-freedom parallel mechanism was established by the closed-loop vector method. Then, the singular configuration was solved by Jacobian matrix, and the work space was solved by position constraint conditions. Furthermore, the kinematic characteristics of the six-link three-degree-of-freedom parallel mechanism were revealed. The mapping relationship between the position of driving slider and the posture of envelope roller was established to obtain the expressions of displacement, velocity and acceleration for the driving slider, and two types of singular configuration for parallel mechanism. Finally, the influencing factors and constraint conditions of the work space for the mechanism were analyzed, and the work space of the parallel mechanism was solved. The kinematics analysis of the radial envelope forming equipment shows the feasibility of the current configuration and motion parameters. When the swing angle γ of moving platform is the smallest, the parallel mechanism obtains the maximum moving work space. The above research provides a theoretical basis for the motion control of radial envelope forming equipment.

Key words: radial envelope forming equipment; work space; singular configuration; parallel mechanism; driving slider; swing angle

薄壁高筋筒件是航天航空、新能源、交通装备广泛使用的关键主体结构件^[1-2], 通常需要在超高温、超重载等恶劣工况下工作。薄壁高筋筒件的尺

寸大、腹板薄, 且内壁设有网格类加强筋。目前, 薄壁高筋筒件主要采用铸造、焊接、切削加工等方法进行制造, 难以满足其高效、低成本的制造需求^[3-7]。薄壁高筋筒件包络成形技术通过控制包络辊和构件之间的相对运动, 使坯料可以连续局部塑性变形直至构件整体成形, 能够显著提高金属流动能力, 降低成形负载, 具有高效、低成本、高性能等优势^[8-9]。现有的成形装备无法满足薄壁高筋筒件包络成形的运动要求, 因此, 并联机构被引入成形装备当中。相较于传统机床, 并联机构的成形机床具有

收稿日期: 2023-06-21; 修订日期: 2023-09-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52175361)

作者简介: 金奇伟 (1996-), 男, 硕士研究生

E-mail: 1455026314@qq.com

通信作者: 郑方焱 (1988-), 男, 博士, 副教授

E-mail: 13013@whut.edu.cn

刚度大、成形精度高、响应快等诸多优势^[10-12]。

为此,本研究针对重载六连杆三自由度径向包络成形装备,通过闭环矢量法和杆长不变约束条件,建立了六连杆三自由度并联机构运动学模型,获得了驱动滑块位移、速度、加速度随时间的变化曲线,建立了驱动滑块位置与包络辊位姿之间的映射关系。求解了并联机构雅可比矩阵,获得了六连杆三自由度并联机构设定参数下的两种奇异位形。在上述基础上,求解了并联机构的工作空间。

1 径向包络成形装备的工作原理

径向包络成形开始时,筒形坯料放在带有左、右盖板的约束套筒内,约束套筒带动筒形坯料以转速 ω_1 转动(图1)。包络辊以转速 ω_2 转动,同时包络辊以一定速度 v 沿径向进给,为了降低成形负载、调控金属流动,在径向进给时,包络辊应当作一定幅度角 φ 的摇摆。随着包络辊的径向进给,坯料被辗压,又因为约束套筒的左右盖板限制了坯料金属的轴向流动,所以金属只能流向型腔。

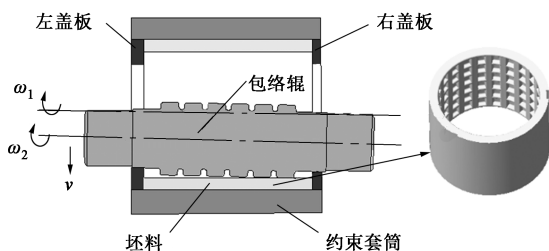


图1 径向包络成形机理

Fig. 1 Radial envelope forming mechanism

综上所述,该成形装备的包络辊需要两个平移自由度以实现一个方向上的进给运动和一个旋转自由度,以实现一个方向上的摆动运动。针对薄壁高筋筒件径向包络成形工艺中包络辊的运动需求,选用空间布置的六连杆三自由度并联机构来实现设备包络辊的三自由度运动。基于六连杆三自由度并联机构,对装备进行整体的结构设计。径向包络成形装备构型如图2所示。装备的机架包含了方形基座、方形底座以及基座四端的立柱,立柱将二者连接,构成了装备的抗偏载机架系统。装备驱动部件的3个电机均轴向安置在基座上,其输出轴与滑块质心连接,为滑块的移动提供动力。3个滑块均通过导轨实现在基座平面的移动,每个滑块下端均有两个球座,分别连接两个球头连杆,而球头连杆另一端则与运动平台通过球座连接。当电机驱动滑块按照一定的位移变化规律运动时,运动平台即可以实现平面三自由度运动。装备以及驱动电机的技术参数如表1所示。

2 六连杆三自由度并联机构位置反解

六连杆三自由度并联机构的机构简图如图3所示。在运动平台建立运动坐标系 $P-UVW$,运动坐标系 $P-UVW$ 的原点 P 建立在运动平台的几何中心。在基座平面建立固定坐标系 $O-XYZ$,固定坐标系 $O-XYZ$ 的原点 O 与运动坐标系原点 P 在一条竖直直线上。其中 $A_1 \sim A_6$ 为滑块上的球铰副, $B_1 \sim B_6$ 为运动平台上的球铰副。

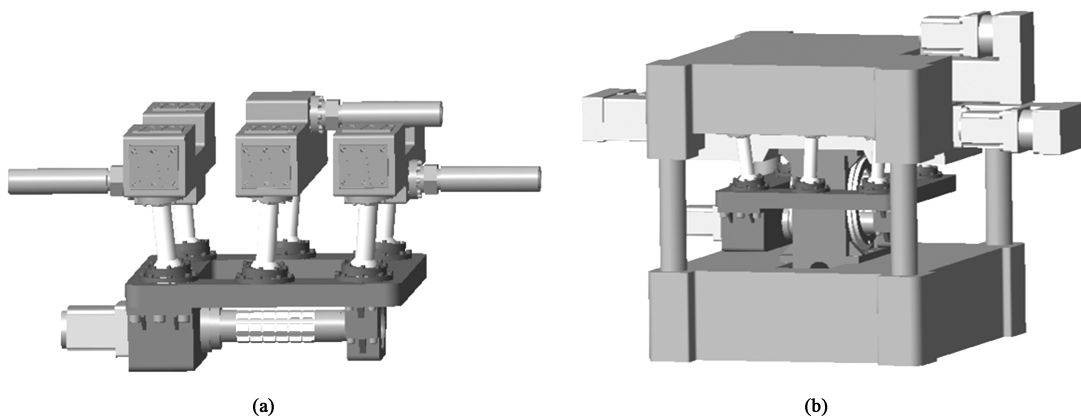


图2 径向包络成形装备构型

(a) 包络辊布置形式 (b) 装备整体构型

Fig. 2 Radial envelope forming equipment configuration

(a) Arrangement of envelope roller (b) Overall configuration of equipment

表 1 装备技术参数

Table 1 Equipment technical parameters

参数	数值
装备最大成形力/N	6×10^5
电机额定功率/kW	10
电机额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	1500
电机效率/%	95.2
包络辊进给速度 $v/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	2
包络辊摇摆幅角 $\varphi/(\circ)$	5

运动平台的位姿 $X_p = (x, y, z, \alpha, \beta, \gamma)^T$ ，是该并联机构的输出，其中 x, y, z 为局部运动坐标系原点 P 在全局固定坐标系中的坐标， α, β, γ 分别为局部运动坐标系绕全局固定坐标系的各坐标

$$T = \begin{bmatrix} \cos\alpha\cos\beta & \cos\alpha\sin\beta\sin\gamma - \sin\alpha\cos\gamma & \sin\alpha\sin\gamma + \cos\alpha\sin\beta\cos\gamma \\ \sin\alpha\cos\beta & \cos\alpha\cos\gamma + \sin\alpha\sin\beta\sin\gamma & \sin\alpha\sin\beta\cos\gamma - \sin\gamma\cos\alpha \\ -\sin\beta & \cos\beta\sin\gamma & \cos\beta\cos\gamma \end{bmatrix} \quad (1)$$

包络辊的包络运动轨迹为以自身中心点作绕 X 轴的正弦摆动以及沿 Z 轴的进给的复合运动，运动平台中心运动轨迹的参数见表 2。其中， s 为包络辊沿 Z 轴的径向进给量， H 为包络辊和运动平台之间的高度， h 为运动平台相对基座平面的初始高度， t 为包络辊运动时间。

表 2 运动平台中心运动轨迹参数

Table 2 Trajectory parameters of motion platform center

方向	旋转角度变化	平移量变化
X	$\alpha = 0$	$x = 0$
Y	$\beta = 0$	$y = -H\sin\gamma$
Z	$\gamma = \varphi\sin(\pi t)$	$z = -h + H(\cos\gamma - 1) - st$ $z = -h + H(\cos\gamma - 1) - st$

质量滑块初始位置的球铰点 A_i 在固定坐标系 $O-XYZ$ 的三维坐标为：

$$A_i = (A_{ix}, A_{iy}, A_{iz})^T \quad (2)$$

式中： A_{ix}, A_{iy}, A_{iz} 分别为球铰点 A_i 在固定坐标系 $O-XYZ$ 中 X, Y, Z 轴的坐标值， $i=1, 2, \dots, 6$ 。

连杆与运动平台的球铰点 B_i 在运动坐标系 $P-UVW$ 的三维坐标为：

$$B'_i = (B'_{iu}, B'_{iv}, B'_{iw})^T \quad (3)$$

式中： $B'_{iu}, B'_{iv}, B'_{iw}$ 分别为球铰点 B_i 在运动坐标系 $P-UVW$ 中 U, V, W 轴的坐标值， $i=1, 2, \dots, 6$ 。

根据坐标变换矩阵可以求得 B_i 在固定坐标系 $O-XYZ$ 的三维坐标：

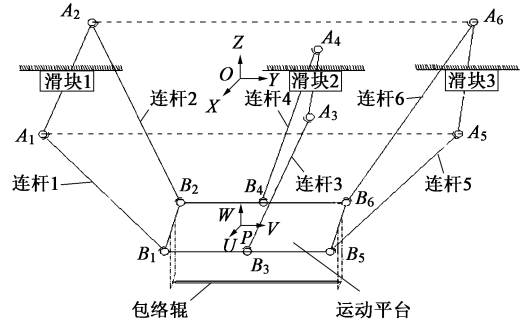


图 3 六连杆三自由度并联机构结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of six-link three-degree-of-freedom parallel mechanism structure

轴旋转过的角度。可以获得运动平台相对于固定平台的旋转变换矩阵 T ：

$$B_i = (B_{ix}, B_{iy}, B_{iz})^T = T \times B'_i + P \quad (4)$$

式中： B_{ix}, B_{iy}, B_{iz} 分别为球铰点 B_i 在固定坐标系 $O-XYZ$ 中 X, Y, Z 轴的坐标值， $i=1, 2, \dots, 6$ 。

根据杆长不变的几何约束条件，并联机构在空间的矢量关系为：

$$|\overline{A_i B_i}| = \sqrt{(A_{ix} - B_{ix})^2 + (A_{iy} - B_{iy})^2 + (A_{iz} - B_{iz})^2} = l_i \quad (5)$$

式中： $\overline{A_i B_i}$ 为球铰点 A_i 指向 B_i 的矢量； l_i 为球铰点 i 对应连杆 i 的杆长。

若运动平台在空间的位姿已知，可以获得驱动滑块在固定坐标系下的运动学方程表达式：

$$\begin{cases} A_{iy} = -\frac{m_1 \cos\sigma_1}{2} - H\sin\sigma_1 - Z_1 \\ A_{3y} = -Z_3 - H\sin\left[\frac{\pi\sin(\pi t)}{180}\right] \\ A_{5y} = \frac{m_1 \cos\sigma_1}{2} - H\sin\sigma_1 - Z_5 \\ \sigma_1 = \sin\left[\frac{\pi\varphi\sin(2\pi t)}{180}\right] \\ Z_i = \sqrt{\frac{-H^2\sigma_1^2 + 2H^2\sigma_1 - H^2 + 2Hh\sigma_1 - 2Hh + 2Hst\sigma_1 - 2Hst - n_3^2 - h^2 - 2hst + l_i^2 - s^2 t^2}{2Hst\sigma_1 - 2Hst - n_3^2 - h^2 - 2hst + l_i^2 - s^2 t^2}} \end{cases} \quad (6)$$

式中： l_1, l_3, l_5 分别为连杆 1、连杆 3、连杆 5 的长度； $m_1 = B'_{1u} - B'_{5u}$ ； $n_3 = A_{3x} - B_{3x}$ ； σ_1 为关于包络辊摇摆俯角 φ 的关系式； Z_i 为关于连杆长度 l_i 、时间

t 、包络辊和运动平台之间的高度 H 以及运动平台相对基座平面的初始高度 h 的关系式。

根据表 2 所给出的机构的运动轨迹要求和结构

参数,可以得到滑块运动的位移、速度和加速度的精确数值,并绘制出 3 个驱动滑块的相关曲线,见图 4。

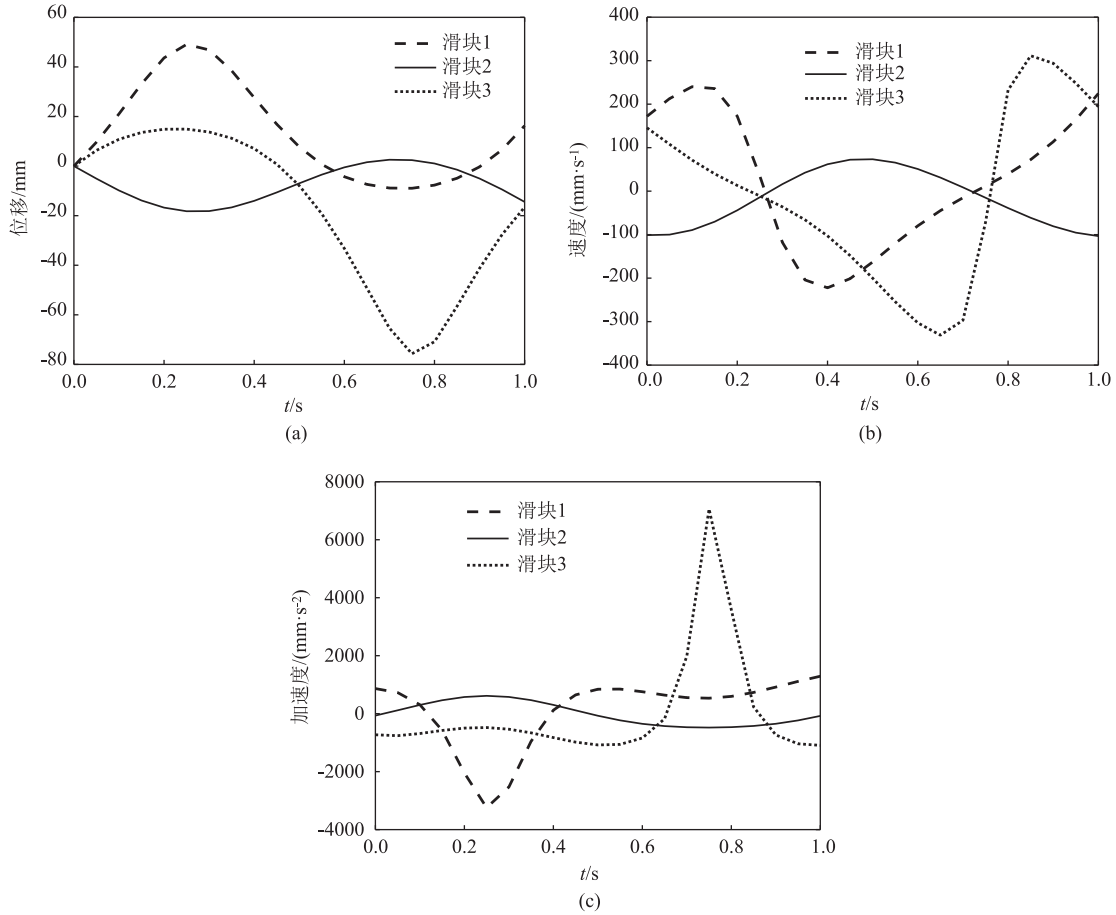


图 4 滑块运动学分析结果

(a) 位移 (b) 速度 (c) 加速度

Fig. 4 Kinematic analysis results of sliders

(a) Displacement (b) Velocity (c) Acceleration

将包络辊运动轨迹带入到机构的 ADAMS 运动仿真模型中,并对比获得的结果和 MATLAB 运算结果(图 5)。从图 5 可以看出,驱动滑块位移的变化范围在 80 mm 之内,在导轨行程范围内。滑块的仿真和数值计算结果的差值均小于 2×10^{-5} mm,结果表明,驱动滑块瞬时位置曲线的峰值和相位的吻合度较高,验证了径向包络成形装备运动学模型的准确性。

3 六连杆三自由度并联机构雅可比矩阵

对等式 $(A_{ix} - B_{ix})^2 + (A_{iy} - B_{iy})^2 + (A_{iz} - B_{iz})^2 = l_i^2$ 进行求导,可得:

$$(A_{ix} - B_{ix})\dot{B}_{ix} + (A_{iy} - B_{iy})\dot{B}_{iy} + (A_{iz} - B_{iz})\dot{B}_{iz} = (A_{iy} - B_{iy})\dot{A}_{iy} \quad (7)$$

可以将式 (7) 用矩阵来表示:

$$A = \begin{pmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & d_1 & e_1 & f_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 & d_2 & e_2 & f_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 & d_3 & e_3 & f_3 \\ a_4 & b_4 & c_4 & d_4 & e_4 & f_4 \\ a_5 & b_5 & c_5 & d_5 & e_5 & f_5 \\ a_6 & b_6 & c_6 & d_6 & e_6 & f_6 \end{pmatrix} \quad (8)$$

$$B = \begin{pmatrix} b_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_6 \end{pmatrix} \quad (9)$$

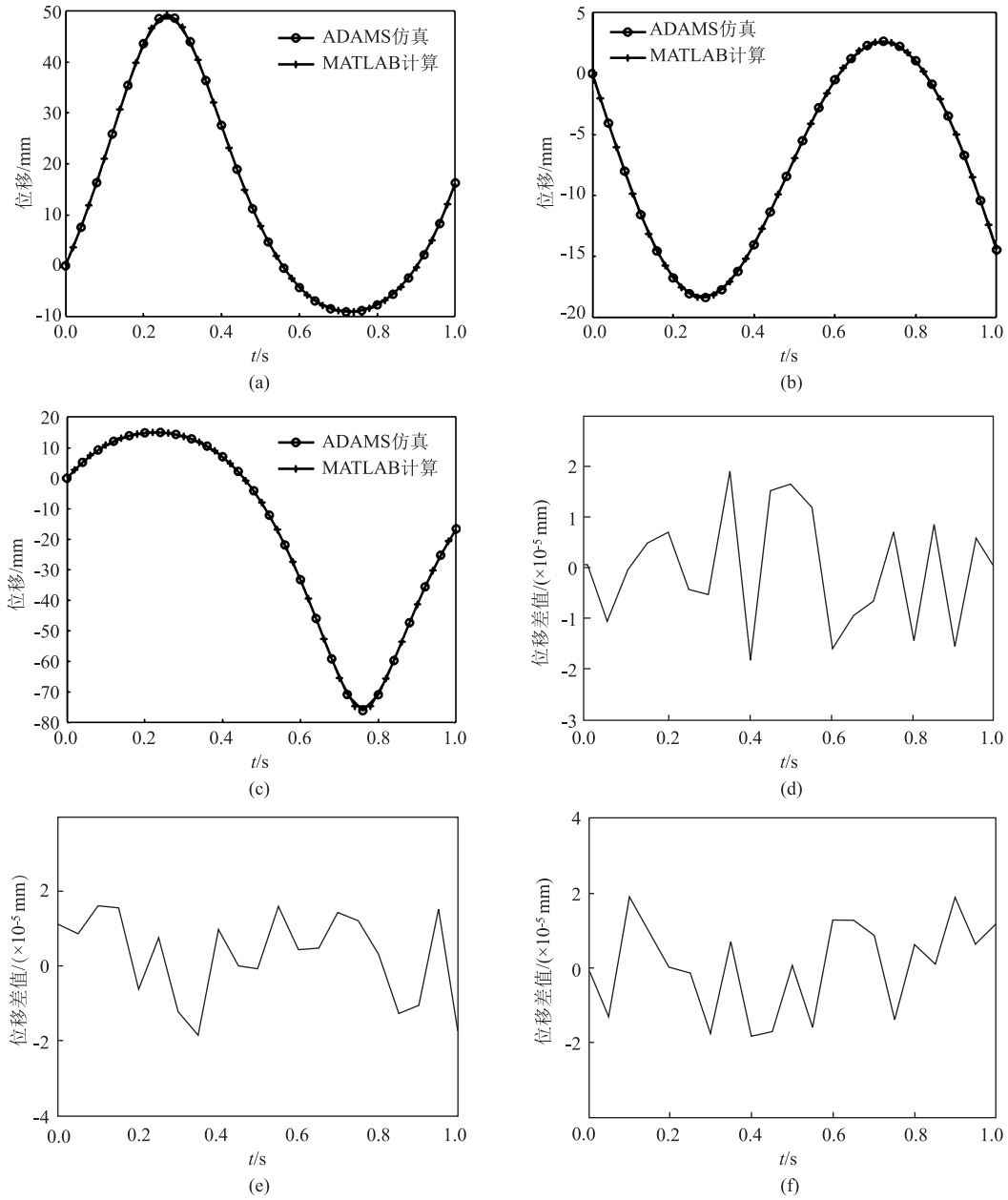


图 5 滑块的位移曲线与 ADAMS 仿真和 MATLAB 计算结果的差值曲线

(a) 滑块 1 的位移曲线 (b) 滑块 2 的位移曲线 (c) 滑块 3 的位移曲线 (d) 滑块 1 的位移差值曲线
(e) 滑块 2 的位移差值曲线 (f) 滑块 3 的位移差值曲线

Fig. 5 Displacement curves of sliders and difference curves between results of ADAMS simulation and MATLAB calculation

(a) Displacement curve of slider 1 (b) Displacement curve of slider 2 (c) Displacement curve of slider 3
(d) Displacement difference curve of slider 1 (e) Displacement difference curve of slider 2 (f) Displacement difference curve of slider 3

$$A \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{pmatrix} = B \begin{pmatrix} \dot{A}_{1y} \\ \dot{A}_{2y} \\ \dot{A}_{3y} \\ \dot{A}_{4y} \\ \dot{A}_{5y} \\ \dot{A}_{6y} \end{pmatrix} \quad (10)$$

$$J = A^{-1}B \quad (11)$$

式中: $a_i = A_{ix} - B_{ix}$; $b_i = A_{iy} - B_{iy}$; $c_i = A_{iz} - B_{iz}$; $d_i = a_i \cdot [B'_{iu} \cdot (-\sin\alpha\cos\beta) + B'_{iw} \cdot (-\sin\alpha\sin\beta\sin\gamma - \cos\alpha\cos\gamma) + B'_{iw} \cdot (\cos\alpha\sin\gamma - \sin\alpha\sin\beta\cos\gamma)] + b_i \cdot [B'_{iu} \cdot (\cos\alpha\cos\beta) + B'_{iw} \cdot (-\sin\alpha\cos\gamma + \cos\alpha\sin\beta\sin\gamma) + B'_{iw} \cdot (\cos\alpha\sin\beta\cos\gamma + \sin\alpha\sin\gamma)]$; $e_i = a_i \cdot [B'_{iu} \cdot (-\cos\alpha\sin\beta) + B'_{iw} \cdot (\cos\alpha\cos\beta\sin\gamma) + B'_{iw} \cdot (\cos\alpha\cos\beta\cos\gamma)] + b_i \cdot [B'_{iu} \cdot (-\sin\alpha\sin\beta) + B'_{iw} \cdot$

$(\sin\alpha\cos\beta\sin\gamma) + B'_{iw} \cdot (\sin\alpha\cos\beta\cos\gamma)] + c_i \cdot [B'_{iu} \cdot (-\cos\beta) + B'_{iv} \cdot (-\sin\beta\sin\gamma) + B'_{iw} \cdot (-\sin\beta\cos\gamma)]$; $f_i = a_i \cdot [B'_{iv} \cdot (\cos\alpha\sin\beta\cos\gamma + \sin\gamma\sin\alpha) + B'_{iw} \cdot (\sin\alpha\cos\gamma - \cos\alpha\sin\beta\sin\gamma)] + b_i \cdot [B'_{iv} \cdot (-\cos\alpha\sin\gamma + \sin\alpha\sin\beta\cos\gamma) + B'_{iw} \cdot (-\sin\alpha\sin\beta\sin\gamma - \cos\alpha\cos\gamma)] + c_i \cdot [B'_{iv} \cdot (\cos\beta\cos\gamma) + B'_{iw} \cdot (-\cos\beta\sin\gamma)]$ 。

4 六连杆三自由度并联机构奇异位形分析

奇异位形分析需要依赖雅可比矩阵, 当矩阵 A 秩为零或矩阵 B 秩为零或两者秩同时为零时, 此时机构的位姿就是奇异的。对于该机构而言, $\alpha = \beta = 0$, $x = 0$, 并且球铰点之间的位置关于 ZOY 平面对称, 可得此时 A 与 B 分别为:

$$A_1 = \begin{bmatrix} E_1 \\ E_3 \\ E_5 \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 & c_1 & f_1 \\ b_3 & c_3 & f_3 \\ b_5 & c_5 & f_5 \end{pmatrix} \quad (12)$$

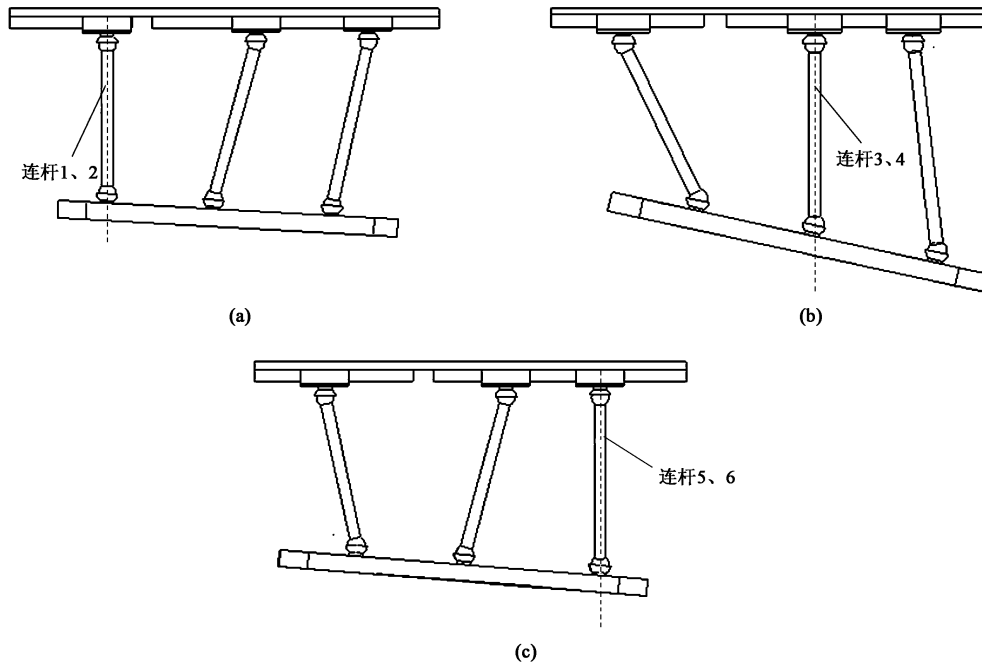


图 6 机构奇异位形 1

(a) 连杆 1、2 垂直于运动平面 (b) 连杆 3、4 垂直于运动平面 (c) 连杆 5、6 垂直于运动平面

Fig. 6 Singular configuration 1 of mechanism

(a) Connecting rods 1 and 2 perpendicular to motion plane (b) Connecting rods 3 and 4 perpendicular to motion plane
(c) Connecting rods 5 and 6 perpendicular to motion plane

对矩阵 A_1 而言, $\det(A_1) = 0$ 成立的条件为:

$$\begin{cases} b_1 = b_3 = b_5 = 0 \\ c_1 = c_3 = c_5 = 0 \\ f_1 = f_3 = f_5 = 0 \end{cases} \quad (16)$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_3 \\ F_5 \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 & 0 & 0 \\ 0 & b_3 & 0 \\ 0 & 0 & b_5 \end{pmatrix} \quad (13)$$

式中: A_1 为关于 b_i 、 c_i 、 f_i 的矩阵; B_1 为关于 b_i 的矩阵; $E_i = (b_i \ c_i \ f_i)$, 此时 $i = 1, 3, 5$; $F_1 = (b_1 \ 0 \ 0)$, $F_3 = (0 \ b_3 \ 0)$, $F_5 = (0 \ 0 \ b_5)$ 。

当 $\det(A_1) = 0$ 成立或 $\det(B_1) = 0$ 成立或两者同时成立时, 机构就会发生奇异。

对矩阵 B_1 而言, $\det(B_1) = 0$ 成立的条件为:

$$b_1 \cdot b_3 \cdot b_5 = 0 \quad (14)$$

而 $b_i = A_{iy} - B_{iy}$, 因此, 矩阵 B_1 秩为零的条件可以视为:

$$(A_{1y} - B_{1y})(A_{3y} - B_{3y})(A_{5y} - B_{5y}) = 0 \quad (15)$$

结合机构本身 3 对连杆长度不相等的参数条件, 可能出现的奇异位形如图 6 所示, 为避免该奇异位形, 应控制驱动电机的输入, 保证 3 对连杆不出现垂直于运动平面的情况。

将 $\alpha = \beta = 0$, $x = 0$, 带入到 f_i 的表达式可知, f_i 是关于 b_i 和 c_i 的表达式。

则对于矩阵 A_1 而言, $\det(A_1) = 0$ 成立的条件可以视为:

$$\begin{cases} b_i = 0 \\ c_i = 0 \\ b_i = c_i = 0 \end{cases}, \text{ 此时 } i = 1, 3, 5 \quad (17)$$

由于 $b_i=0$ 无法满足, 因此 $\det(\mathbf{A}_1) = 0$ 成立的

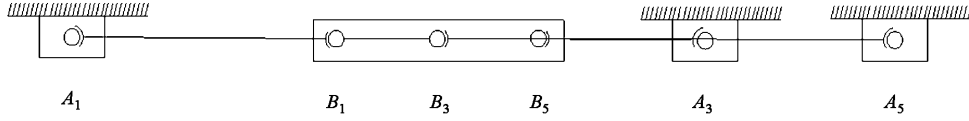


图 7 机构奇异位形 2

Fig. 7 Singular configuration 2 of mechanism

5 六连杆三自由度并联机构工作空间求解

并联机构的结构和尺寸决定了工作空间的大小, 影响工作空间的约束条件主要有球铰副转角的限制、滑块之间的干涉和行程的限制。

(1) 球铰副转角限制

设定机构中球铰副 $A_1 \sim A_6$ 以及 $B_1 \sim B_6$ 的最大转角 $\theta_{\max} = 55^\circ$, 因此在实际应用中机构应当满足约束关系:

$$\begin{cases} \theta_{Ai} = \arccos(\mathbf{A}_i \mathbf{B}_i \times \mathbf{n}_{Ai} / l_i) \leq \theta_{\max} \\ \theta_{Bi} = \arccos(\mathbf{A}_i \mathbf{B}_i \times \mathbf{n}_{Bi} / l_i) \leq \theta_{\max} \end{cases}, i = 1, 2, \dots, 6 \quad (18)$$

式中: θ_{Ai} 为滑块上球铰副 $A_1 \sim A_6$ 的转角; θ_{Bi} 为运动平台上球铰副 $B_1 \sim B_6$ 的转角; \mathbf{n}_{Ai} 为与驱动滑块所在的球座连接平面的单位法向量; \mathbf{n}_{Bi} 为与运动平台所在的球座连接平面的单位法向量。

(2) 滑块之间的干涉和行程的限制

为了避免滑块与滑块之间以及连杆与连杆之间

条件为 $c_1 = c_3 = c_5 = 0$ 。对于 $c_i = A_{iz} - B_{iz} = 0$ 而言, 当机构的位姿满足 $(A_{1z} - B_{1z}) = (A_{3z} - B_{3z}) = (A_{5z} - B_{5z}) = 0$ 时, 机构处于奇异位形, 此时 $z = 0$, $\gamma = 0$, 机构的位姿如图 7 所示。为避免该奇异位形, 应始终保证运动平台处于一定高度。

发生干涉, 滑块之间的位置约束应当满足:

$$\begin{cases} A_{1y} < A_{3y} < A_{5y} \\ l_r \leq A_{3y} - A_{1y} \\ l_r \leq A_{5y} - A_{3y} \end{cases} \quad (19)$$

式中: l_r 为滑块宽度, 本文取 150 mm。

令驱动滑块的最大行程为 y_{\max} , 最小行程为 y_{\min} , 在实际应用中, 驱动滑块行程应当满足:

$$y_{\min} \leq A_{iy} \leq y_{\max} \quad (20)$$

此时 $i = 1, 3, 5$; $y_{1\min} = -510$ mm, $y_{1\max} = -310$ mm; $y_{3\min} = 55$ mm, $y_{3\max} = 205$ mm; $y_{5\min} = 310$ mm, $y_{5\max} = 510$ mm。

给定机构运动平台不同的绕 X 轴的旋转角度 γ , 此时机构的自由度仅有 Y 、 Z 方向的平移自由度, 对机构的移动工作空间进行求解, 见图 8。曲线包围的空间表示在该位姿下机构能够达到的位置。如图 8 所示, 在运动平台绕 X 轴的旋转角度 γ 取正向

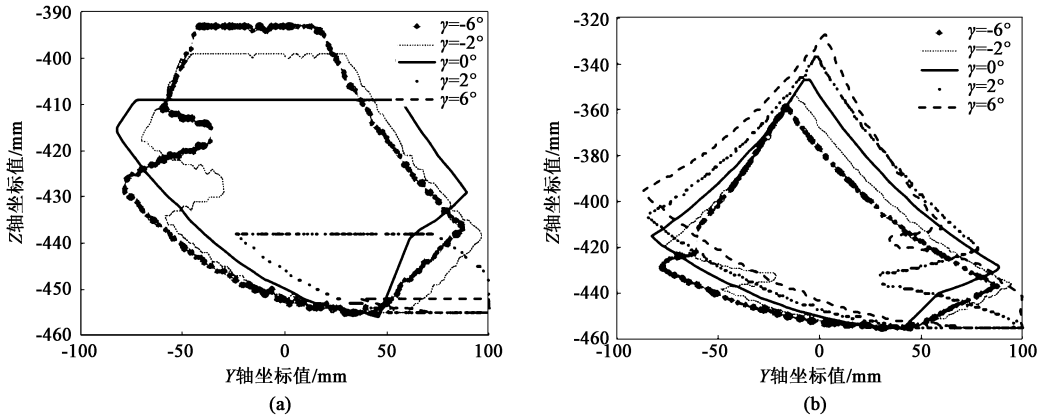


图 8 机构的移动工作空间

(a) 有转角限制 (b) 无转角限制

Fig. 8 Mobile work space of mechanism

(a) With corner limit (b) Without corner limit

最大值的时候,该并联机构的工作空间最小,随着运动平台绕 X 轴的旋转角度逐渐减小,该并联机构在沿 Y 、 Z 轴平移的运动空间随之增大,当旋转角度 $\gamma=0^\circ$ 时,机构获得机构沿 Y 、 Z 轴平移的最大运动空间,然后随着旋转角度 γ 向负向增大,机构的工作空间也随之减小。

6 结论

(1) 针对径向包络成形运动机理,提出了一种六连杆三自由度并联机构构型,建立了六连杆三自由度并联机构运动学模型,获得了驱动滑块位移、速度和加速度随时间的变化曲线,建立了驱动滑块位置与包络辊位姿之间的映射关系。通过 ADAMS 仿真和 MATLAB 数值计算结果进行对比得出,滑块瞬时位移的吻合度较高,验证了运动学模型的有效性。

(2) 建立了六连杆三自由度并联机构奇异位形分析的简化矩阵,获得了设定结构参数下的两种奇异位形,并针对两种奇异位形提出了相应的规避策略。

(3) 分析了机构工作空间的影响因素和限制条件,依据位置反解来确定并联机构的工作空间,求解出了考虑球铰副转角限制和不考虑球铰副转角限制的工作空间。当运动平台转角 γ 为零时,机构的移动工作空间达到最大值,随着运动平台转角 γ 增大,机构的移动工作空间减小。

参考文献:

- [1] 刘飞,贾晓飞,王文宇,等. TC4 薄腹高筋构件等温塑性成形研究 [J]. 航天制造技术, 2018, (3): 31-34.
Liu F, Jia X F, Wang W N, et al. Research on isothermal plastic forming of TC4 thin belly and high rib members [J]. Aerospace Manufacturing Technology, 2018, (3): 31-34.
- [2] 林海涛,吴道祥,陈焕良,等. 基于数值模拟的某飞机旅客观察窗窗框模锻成型工艺研究 [J]. 铝加工, 2017, (5): 4-10.
Lin H T, Wu D X, Chen H L, et al. Research on die forging process of aircraft passenger observation window and window frame based on numerical simulation [J]. Aluminum Processing, 2017, (5): 4-10.
- [3] 杨德一,张孝华,孙志建. 高速切削加工技术及其应用 [J]. 机械, 2007, (8): 53-55.
Yang D Y, Zhang X H, Sun Z J. High-speed machining technology and its application [J]. Mechanical, 2007, (8): 53-55.
- [4] 王光宇,吴运新,闫鹏飞. 航空铝合金薄壁件铣削加工变形的预测模型 [J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2012, 43 (5): 1696-1702.
Wang G Y, Wu Y X, Yan P F. Prediction model for milling deformation of aerospace aluminum alloy thin-walled parts [J]. Journal of Central South University: Natural Science Edition, 2012, 43 (5): 1696-1702.
- [5] 朱启儒,李军. 铝合金薄壁筒形零件车削与夹具 [J]. 现代制造工程, 1996, (8): 29-30.
Zhu Q R, Li J. Turning and fixture of aluminum alloy thin-walled cylindrical parts [J]. Modern Manufacturing Engineering, 1996, (8): 29-30.
- [6] 刘大海,黎俊初,熊洪森. 2A12 铝合金焊接筋板件蠕变时效成形有限元分析 [J]. 南昌航空大学学报: 自然科学版, 2012, 26 (1): 28-34.
Liu D H, Li J C, Xiong H M. Finite element analysis of creep aging forming of 2A12 aluminum alloy welded rib plate [J]. Journal of Nanchang Hangkong University: Natural Science Edition, 2012, 26 (1): 28-34.
- [7] 邵青,何宇廷,张腾,等. 铝合金搅拌摩擦焊接加筋板剪切稳定性能研究 [J]. 机械工程学报, 2014, 50 (20): 93-99.
Shao Q, He Y T, Zhang T, et al. Study on shear stability of aluminum alloy friction stir welded stiffened plate [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50 (20): 93-99.
- [8] 伍太宾. 国内外摆动辗压技术的研究和发展 [J]. 精密成形工程, 2009, 1 (3): 1-6.
Wu T B. Research and development of oscillating rolling technology at home and abroad [J]. Journal of Netshape Forming Engineering, 2009, 1 (3): 1-6.
- [9] 彭露. 薄壁高筋筒形构件包络辗压成形方法研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2020.
Peng L. Research on Envelope Rolling Forming Method of Thin-walled High-reinforced Cylindrical Components [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2020.
- [10] 何开拓. 平面三自由度并联机构的分析与设计 [D]. 南京: 南京理工大学, 2018.
He K T. Analysis and Design of Planar 3-DOF Parallel Mechanism [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2018.
- [11] 张泉. 3-PRR 柔性并联机构平台的动力学建模及主动振动控制 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
Zhang Q. Dynamic Modeling and Active Vibration Control of 3-PRR Flexible Parallel Mechanism Platform [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014.
- [12] 王乐锋,荣伟彬,孙立宁. 三支链六自由度并联柔性铰微机器人的研究 [J]. 光学精密工程, 2007, (4): 529-534.
Wang L F, Rong W B, Sun L N. Research on three-branch six-degree-of-freedom parallel flexure hinge micromanipulator [J]. Optical Precision Engineering, 2007, (4): 529-534.