

文章编号:1672-6197(2018)01-0051-05

基于 RSSR 机构的无碳小车运动分析及优化

陈 雷^{1,2}, 刘同义², 许同乐²

(1. 中北大学 仪器与电子学院 山西 太原 325000; 2. 山东理工大学 机械工程学院, 山东 淄博 255049)

摘 要: 为解决基于空间 RSSR 机构“8”字形轨迹无碳小车在运行中稳定性不高的问题,采用当量平面机构法分析空间 RSSR 机构,对其驱动机构进行运动分析,并运用微元法计算车轮的运行方程从而建立完全参数化的系统模型. 运用 MATLAB 的计算功能对系统运动进行仿真,得到了整体的优化方法,从而优化了小车的运动轨迹.

关键词: 无碳小车; “8”字形轨迹; 空间 RSSR 结构; 转角

中图分类号: TP235

文献标志码: A

DOI:10.13367/j.cnki.sdgc.2018.01.012

Motion analysis and optimization of the carbon-free car based on RSSR mechanism

CHEN Lei^{1,2}, LIU Tong-yi², XU Tong-le²

(1. School of Instrument and Electronics, North University of China, Taiyuan 325000, China;

2. School of Mechanical Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255049, China)

Abstract: For this problem that the “8” shaped trajectory carbon-free vehicle which based on spatial RSSR mechanism is unstable in the operation, this paper applies the theory of equivalent plant mechanism to analyze the spatial RSSR mechanism, does a kinematics analysis of its driving mechanism and uses the micro-element method to compute the operating equation of its wheels in order to establish a fully parameterized model. By using MATLAB computing functions to do kinematics simulation analysis of the system, this paper gets an overall optimization methods, optimizing the car's trajectory.

Key words: carbon-free vehicle; “8”-shaped trajectory; spatial RSSR mechanism; corner

“8”字形轨迹无碳小车是全国大学生工程训练综合能力竞赛项目,要求小车必须具有自动控制转向机构,且此机构应具有可调节功能,经过调试小车能自动行驶出闭合轨迹. 该小车轨迹平滑度和运行稳定性是由转向机构决定的,当前参赛队伍设计的转向机构大都采用间歇性机构^[1-2],如不完全齿轮、槽轮等,此类结构的小车在运行中平稳性不高. 要解决这一问题,可采用连续性机构(如连杆机构)作为转向机构. 空间四杆机构不但结构紧凑,而且灵活可靠,因此空间四杆机构在无碳小车转向设计中将具有更高的可调性. 本文以空间 RSSR 机构为原型设计“8”字形轨迹无碳小车的转向机构,对无碳小车各

机构进行运动学分析,创建完全参数化的系统模型并对其优化,以期得到理想的运行轨迹.

1 驱动原理及其优化

1.1 驱动原理分析

基于 RSSR 机构的无碳小车整体结构如图 1 所示,自上而下, T 为定滑轮固定在车架顶端,绳 l 绕过定滑轮 T 悬挂砝码 F ,于是砝码的重力经绳 l 传递到了位于车架低端的主动轮 1(半径为 r_1)上,即在绕线轴上产生驱动力矩 $M = Gr_1$. 主动轮 1 的转矩经一级齿轮传动传递到后轮 H_1/H_2 (一级齿轮的

收稿日期: 2017-01-05

作者简介: 陈雷,男,2545506372@qq.com;通信作者: 刘同义,男,lty-0611@163.com

传动比为 i_{23}), 组成定轴轮系 $1-2-3-H_1/H_2$, 同时主动轮与空间 RSSR 机构的曲柄 L_1 联接, 曲柄 L_1 、连杆 L_2 和摇杆 L_3 通过两个球铰链连接成空间曲柄摇杆机构, 即空间 RSSR 机构^[3], 小车正是通过该机构控制前轮的转向。

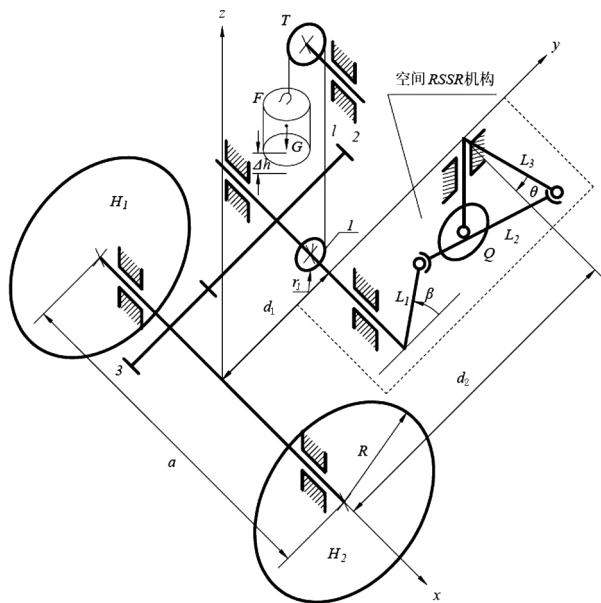


图 1 小车整体结构图

Fig. 1 Overall structure of the vehicle

如图 1 所示, β 、 θ 分别为空间 RSSR 机构的输入角和输出角. 由于绳 l 为轻质刚性绳, 砝码下落的速度等于主动轮 1 外圆上任意点的线速度, 当砝码下落一定高度 h 时, 有

$$\beta = \frac{h}{r_1} \quad (1)$$

设后轮转过的路程为 s , 在定轴轮系 $1-2-3-H_1/H_2$ 中有

$$\frac{\beta}{i_{23}} = \frac{s}{R} \quad (2)$$

将(1)式代入(2)式得

$$s = \frac{hR}{i_{23} r_1} \quad (3)$$

1.2 驱动系统的优化

以往采用单轮驱动方案实现左右轮的差速运动. 单轮驱动是将一后轮直接与从动轮 3 联接, 驱动力矩经一级齿轮传动传递到该后轮, 该后轮始终作为驱动轮驱动小车运动. 另一后轮采用深沟球轴承作为差速器支撑从动轮 3, 以实现差速运动. 由于在单轮驱动方案下, 小车运行在左、右两半周期时所需的驱动力矩不同, 将导致小车两半周期的运行速度出现一定的波动, 不利于小车的平稳运行.

本文采用双轮驱动方案对小车驱动系统进行优

化, 双轮驱动原理如图 2 所示. 两后轮都采用单向滚针轴承作为超越离合器, 同时支撑从动轮 3. 超越离合器可以实现后轮的转速超越从动轮 3 的转速, 而从动轮 3 的转速不可以超越后轮的转速. 当小车运行时, 外侧轮的转速总是大于内侧轮的转速, 因此外侧轮的转速将超越从动轮 3 的转速. 而内侧轮的转速等于从动轮 3 的转速, 从动轮 3 带动内侧轮驱动小车运行. 在一个周期内, 小车分别以左右轮为内侧轮的运行阶段各为半个周期, 因此小车运行时左右轮将交替作为驱动轮驱动小车运行, 进一步提高了小车运行的稳定性.

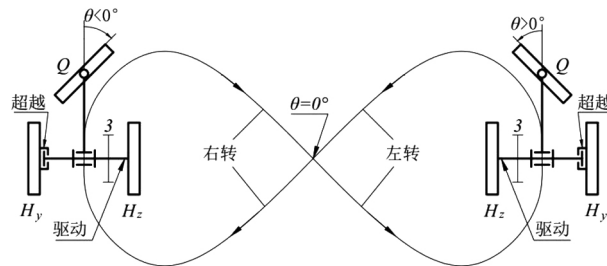


图 2 双轮驱动原理图

Fig. 2 Two-wheel drive principle

2 转向机构分析

如图 3 所示空间 RSSR 机构中, 在 A、B、C 和 D 处的运动副依次为转动副 R、球面副 S、球面副 S 和转动副 R. 该无碳小车采用的 RSSR 机构是一种主、从动轴垂直交错(叉角等于 90°)的正置式空间连杆机构^[4]. 主动轴装配在绕线轴上, 由重物牵引绳牵引驱动, 从动轴装配在前轮转向轴上直接控制前轮的转向.

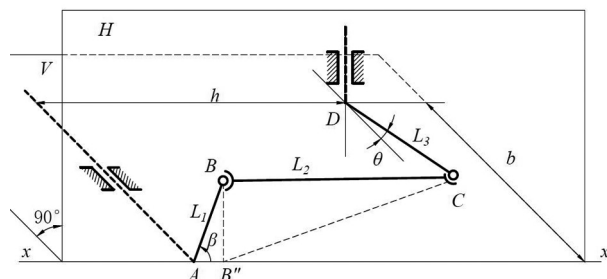


图 3 空间 RSSR 机构

Fig. 3 The spatial RSSR mechanism

2.1 空间 RSSR 机构的运动分析

采用当量平面机构法对空间 RSSR 机构进行运动分析. 如图 3 所示, 主动杆 AB 和从动杆 CD 分别与机架组成转动副, 且主动轴 A 在从动杆 CD 的摆

动平面内,而连杆 BC 分别与主动杆 AB 和从动杆 CD 组成球面副.通过 B 和 C 各做平面 H 和 V 分别垂直于主动轴 A 和从动轴 B ,两平面的交线为 xx . B 点在平面 V 上的投影为 B'' ,它一定在直线 xx 上.当主动杆 AB 绕轴 A 回转,即点 B 作以 A 为圆心、 L_1 为半径的圆周运动时,其投影 B'' 沿 xx 作直线往复运动.从而,在平面 V 内可构造摇杆滑块机构 DCB'' ,其中从动杆 DC 具有实长 L_3 ,而连杆 $B''C$ 的长度 l_2 是变化的,空间 RSSR 机构的当量平面机构如图 4 所示.又在平面 H 内构造正弦机构,正弦机构的导杆运动与点 B'' 的运动相同^[5].在该正弦机构中有

$$g = h - L_1 \cos \beta \quad (4)$$

在 V 平面内的摇杆滑块机构中,连杆 $B''C$ 的可变长度 l_2 由图 4 所示的直角三角形 $BB''C$ 求得,即

$$l_2^2 = L_2^2 - (BB'')^2 \quad (5)$$

以 $BB'' = L_1 \sin \beta$ (见图 4) 代入 (5) 式得

$$l_2 = \sqrt{L_2^2 - (L_1 \sin \beta)^2} \quad (6)$$

在图 3 所示的 V 平面内建立右手坐标系 xOy ,按多边形各边的几何关系,有

$$\begin{cases} l_2 \cos \alpha = h - L_3 \cos \theta \\ l_2 \sin \alpha = d - L_3 \sin \theta \end{cases} \quad (7)$$

消去 α 并整理,得

$$h \cos \theta + d \sin \theta + J = 0 \quad (8)$$

解得

$$\theta = 2 \arctan \frac{d + \sqrt{d^2 + h^2 - J^2}}{h - J} \quad (9)$$

式中, $J = \frac{l_2^2 - h^2 - d^2 - L_3^2}{2L_3}$.

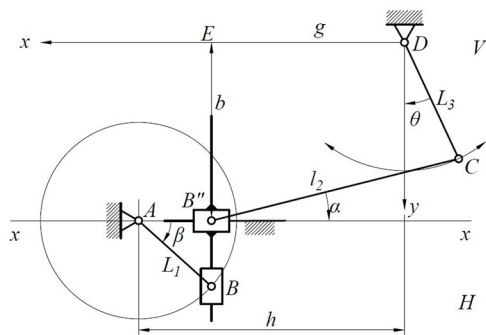


图 4 当量平面机构

Fig. 4 The equivalent plant mechanism

2.2 空间 RSSR 机构的传输特性

空间 RSSR 机构的自由度为 1,将主动轴的回转角定义为输入角,从动轴的摆动角定义为输出角.按上述的运动分析,得到正置式空间 RSSR 机构的传输特性 $\theta = \theta(\beta)$,对 $\theta(\beta)$ 求一阶导数得到 $\theta'(\beta)$,

求二阶导数得到 $\theta''(\beta)$,它们分别对应 L_3 的角位移、角速度和角加速度.如给定: $L_1 = 28.7 \text{ mm}$, $L_2 = 74.1 \text{ mm}$, $L_3 = 38 \text{ mm}$, $h = 74 \text{ mm}$, $b = 40 \text{ mm}$,则其传输特性曲线如图 5 所示.由图 5 可知,一个周期内的 $\theta(\beta)$ 曲线关于直线 $\beta = \pi$ 对称,正置式空间 RSSR 机构无急回特性; $\theta'(\beta)$ 曲线和 $\theta''(\beta)$ 曲线变化平稳、无突变,该机构在运行过程中并无冲击和跃度,在高速运行下也不会产生振动,因此采用空间 RSSR 机构有利于小车的平稳运行. RSSR 机构的传输特性将直接决定了小车的运行轨迹,合理的选配其各构件的尺寸可以优化运行轨迹.

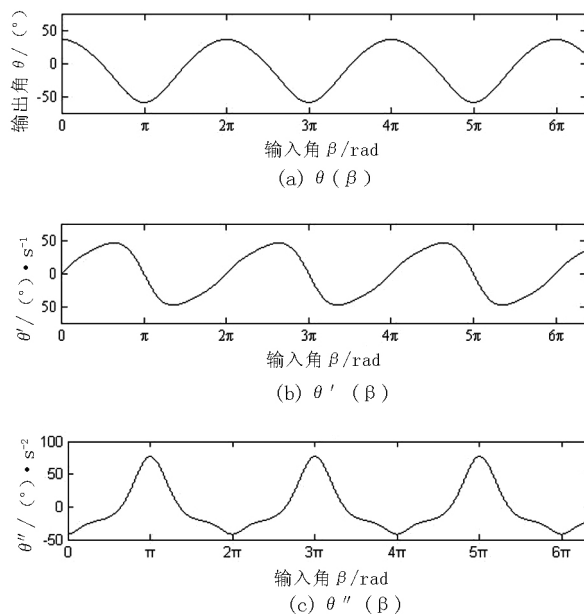


图 5 空间 RSSR 机构的传输特性

Fig. 5 Transfer characteristic of spatial RSSR mechanism

3 小车轮迹求解

方便起见,以右轮为例分析其运行轨迹.如图 6 建立坐标系 xOy ,在一个轨迹周期内,若小车以左轮(内侧轮)为驱动轮运行在右半周期(即 $\theta > 0^\circ$)的某一位置,砝码下落的高度为 h ,由式(1)知曲柄的回转角为 $\beta = h/r_1$,车体相对地面转过的角为 φ ,由空间 RSSR 机构的传输特性可得前轮转角 θ .

3.1 车轮运动学分析

采用微元法对小车进行运动学分析,在砝码下落极小的高度 dh 内,由式(3)得左轮(内侧轮)绝对位移为

$$ds = \frac{dhR}{i_{23}r_1} \quad (10)$$

由图 6 中的几何关系得轨迹半径^[6]为

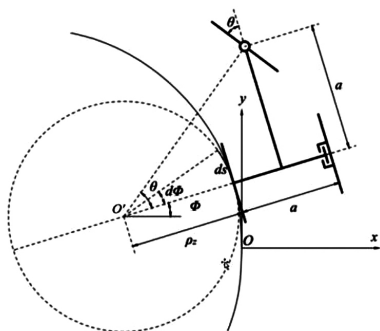


图 6 微元法轨迹解析

Fig. 6 Trajectory analysis by infinitesimal method

$$\rho_z = \frac{d_2}{\tan\theta} - a/2 \quad (11)$$

图 6 中点 O' 即为曲率中心, 同时也为瞬心, 故右轮(外侧轮)绝对位移为

$$ds' = \frac{a + \rho_z}{\rho_z} ds \quad (12)$$

将(12)式代入 $d\varphi = \frac{ds}{\rho_z}$ 并积分得

$$\varphi = \frac{R}{i_{23} r_1} \int_0^h \frac{\tan\theta}{(d_2 - a \tan\theta)} dh \quad (13)$$

式中, $\theta = \theta(h)$.

3.2 车轮的运动方程

由 $\begin{cases} dx = -ds \cdot \sin\varphi \\ dy = ds \cdot \cos\varphi \end{cases}$ 得左轮右半周期的运动

方程为

$$\begin{cases} x = -\frac{R}{i_{23} r_1} \int_0^h \sin\varphi dh \\ y = \frac{R}{i_{23} r_1} \int_0^h \cos\varphi dh \end{cases} \quad (14)$$

式中, $\varphi = \varphi(h)$.

当小车运行在左半周期时, 左轮转变为外侧轮, 其绝对位移 $ds = ds'$, 同理可得小车运行在左半周期时左轮的运动方程为

$$\begin{cases} x = -\frac{R(2d_2 + a \tan\theta)}{i_{23} r_1 (2d_2 - a \tan\theta)} \int_0^h \sin\varphi dh \\ y = \frac{R(2d_2 + a \tan\theta)}{i_{23} r_1 (2d_2 - a \tan\theta)} \int_0^h \cos\varphi dh \end{cases} \quad (15)$$

式中, $\varphi = \frac{R}{i_{23} r_1} \int_0^h \frac{\tan\theta(2d_2 + a \tan\theta)}{(2d_2 - a \tan\theta)^2} dh$.

由几何关系可得右轮的运动方程为

$$\begin{cases} x' = x + a \cos\varphi \\ y' = y + a \sin\varphi \end{cases} \quad (16)$$

前轮的运动方程为

$$\begin{cases} x'' = x + \frac{a}{2} \cos\varphi - d_2 \sin\varphi \\ y'' = y + \frac{a}{2} \sin\varphi + d_2 \cos\varphi \end{cases} \quad (17)$$

4 运动仿真

根据小车各机构的参数化模型, 在 MATLAB 软件中编程模拟小车系统, 给各参数赋初值, 便可得到小车运行的仿真轨迹^[7]. 但还需要对各初始值进行调整, 才能使模拟系统仿真出“8”字形轨迹. 驱动系统中的参数($d_1, d_2, a, R, r_1, i_{23}$)可以通过外形尺寸的设计首先确定下来, 转向系统中的参数(L_1, L_2, L_3, b, h)需要多次调整才能使小车的模拟路径趋于闭合, 其调整过程如图 7 所示. 由此可知, 若要求实现无碳小车按“8”字形轨迹运行, 要求前轮的摆动角 $\Delta\theta = \theta_{\max} - \theta_{\min} \geq 82.5^\circ$. 图 8 给出的是构件 $L_2 = 75\text{mm}$, $h = 70\text{mm}$ 时 $\Delta\theta - k - L_1$ 曲线变化情况. 其中 $k = L_1/L_3$, 用来为满足前轮摆动角 $\Delta\theta \geq 82.5^\circ$ 的要求, 调节各构件尺寸时提供参考.

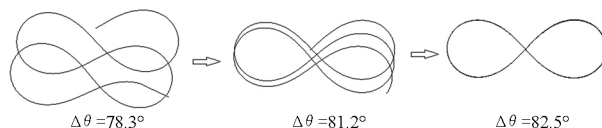
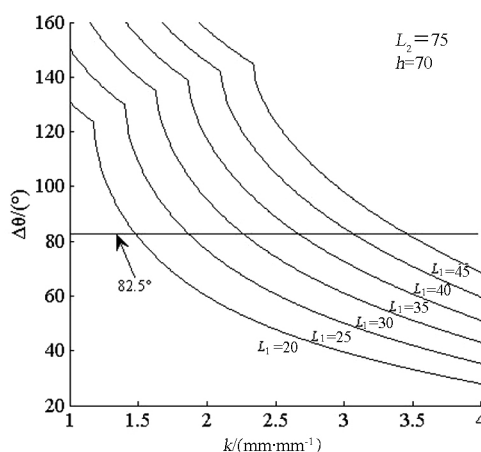


图 7 仿真调试过程

Fig. 7 The process of debugging simulation

图 8 $\Delta\theta - k - L_1$ 曲线Fig. 8 $\Delta\theta - k - L_1$ curvecurve

采用单轮驱动时各机构尺寸具体的赋值参数与仿真轨迹如表 1 和图 9 所示; 采用双轮驱动并对各参数值优化的结果如表 2 和图 10 所示.

表 1 无碳小车赋值参数
Tab. 1 Assigned parameters of the carbon-free vehicle

绳后轮 轴距	前后轮 轴距	两后轮 间距	后轮 半径	绳轮 半径	传动比	曲柄	连杆	摇杆	绳前轮 轴距	曲柄 面距
d_1/mm	d_2/mm	a/mm	R/mm	r_1/mm	r_{12}	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	h/mm	b/mm
40	110	80	80	4	0.333	27	74	37	60	30

表 2 无碳小车优化参数
Tab. 2 Optimization parameters of the carbon-free vehicle

绳后轮 轴距	前后轮 轴距	两后轮 间距	后轮 半径	绳轮 半径	传动比	曲柄	连杆	摇杆	绳前轮 轴距	曲柄 面距
d_1/mm	d_2/mm	a/mm	R/mm	r_1/mm	r_{12}	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	h/mm	b/mm
43	113	90	75	2	0.265	28.7	74.1	38	70	40

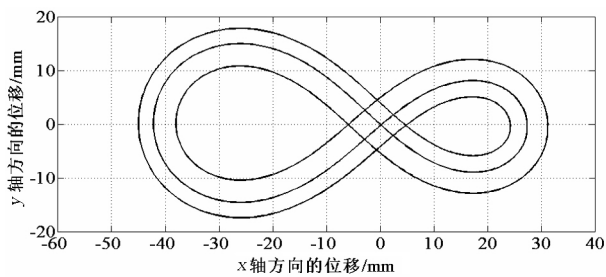


图 9 仿真轨迹 1

Fig. 9 The simulation trajectory 1

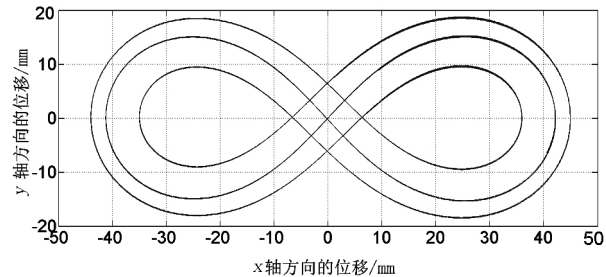


图 10 仿真轨迹 2

Fig. 10 The simulation trajectory 2

从轨迹图 9 和图 10 中看出,曲线光滑、连续,无跳跃,即表明小车可以平稳运行. 由于加工制作中

存在一定的误差,所以多个周期后小车会逐渐偏离原始的路径,其右侧轨迹直径较小造成小车右侧容易撞杆,大大影响运行的圈数.

参考文献:

[1]张宝庆,肖富阳,黎晓琳,等. 重力势能小车“轨迹法”创新结构优化设计[J]. 机械传动, 2012,32(3):32-34.
[2]张春,郑应彬,马永昌. 三轮重力势能小车大角度转弯性能优化[J]. 机械设计, 2014,31(10):50-55.
[3]周勇,孙海刚. 某型空间 RSSR 机构图解分析与设计[J]. 北京理工大学学报, 2011,31(4):394-397.
[4]苗鸿宾,乔峰丽. 空间 RSSR 机构运动分析的研究[J]. 机械设计与制造, 2008(2):7-9.
[5]林光春,高山,徐礼钐,等. 杆长和惯性参数可变的平面可调 5 杆机构的动力学解析模型[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2005, 37(5):139-143.
[6]王政,何国旗,胡增. 基于 ADAMS 软件的无碳小车转向机构设计[J]. 湖南工业大学学报,2013,27(5):28-32.
[7]王琦,徐式蕴,赵睿涛,等. MATLAB 基础与应用实例集粹[M]. 北京:人民邮电出版社,2007.

(编辑:郝秀清)