

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2026.06.004

# 基于杆长条件的串联机构无冲击设计方法的研究

田杰, 周华健, 王旭迪, 张晔

(合肥工业大学 机械工程学院, 安徽 合肥 230009)

**摘要:**在生产和航天的诸多应用中,对机构缓冲吸震有着较高的要求。串联机构在其中应用较多,目前还未建立统一的针对串联无冲击机构的设计方法。根据串联机构周期性的运动特性,文章提出一种无冲击串联机构的设计方法,在建立串联机构首尾基本机构从动件加速度方程的基础上,求解串联机构满足无冲击规律的约束方程,实现机构的尺度设计,得到平面串联机构在初始位置时无冲击的运动规律。通过 Adams 建立仿真模型分析和对比试验,验证了该设计方法的可靠性。

**关键词:**串联机构;无冲击运动规律;机构设计;仿真分析

中图分类号:TH122

文献标志码:A

文章编号:1003-5060(2026)06-0747-05

## Research on shock-free design method for tandem mechanism based on link length condition

TIAN Jie, ZHOU Huajian, WANG Xudi, ZHANG Ye

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:**For many industrial production and aerospace applications, there are high requirements for mechanism buffering and shock absorption. Tandem mechanism is one of the most commonly used solutions for this problem, but there is no unified design method for shock-free tandem mechanism at present. In this paper, a design method for shock-free tandem mechanism based on the periodic motion characteristics of tandem mechanism is proposed. On the basis of establishing the head-to-tail basic mechanism follower acceleration equation of tandem mechanism, the constraint equation of tandem mechanism that satisfies zero impact law is solved, the scale design of the mechanism is performed, and the motion law of the plane tandem mechanism at initial position with zero impact is derived. The reliability of the design method is verified by the simulation model analysis and comparative test based on Adams.

**Key words:**tandem mechanism; shock-free motion law; mechanism design; simulation analysis

在机械工业生产的应用场景中,常需要一种从动件在始末位置无冲击或者低振动的机械结构,以降低对机构稳定性的影响、减少惯性力对机械构件的应力集中。在航空航天等极端工况环境下,对于机构结构的精确稳定性有着更高的要求。如航天领域中,可展开桁架、舱门启闭、阀门的启动闭合、搭载卫星的锁紧释放机构等<sup>[1-2]</sup>,这些应

用场景都要求机构释放后能够具备小振动和无冲击的运动特点,用以降低对构件的冲击和提高整体机构的位置精度。

目前,在生产应用中,对于降噪减震这一工程目标大都采取机械阻尼和弹簧等方式,来达到吸附能量和缓冲振动的效果<sup>[3]</sup>。这种传统机械式的减振方式具有设计简单和稳定性较高等特点,但

收稿日期:2024-03-13;修回日期:2024-04-22

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2023YFC2205701)

作者简介:田杰(1968—),男,安徽合肥人,博士,合肥工业大学教授,硕士生导师,通信作者,E-mail:tianjie@hfut.edu.cn;  
王旭迪(1974—),男,河南南阳人,博士,合肥工业大学教授,博士生导师。

无法完全实现机构在始末位置时无惯性力的运动要求,同时需要在原有机件整体上添加减振弹簧和阻尼<sup>[4-5]</sup>,使得机构整体变得较为复杂。

在航空航天领域中,对于机构的锁紧释放多数采用火工品装置或者使用具有形状记忆的材料来实现运动要求<sup>[6]</sup>。长期以来,爆炸螺栓作为机械及火工品装置的代表在空间锁紧释放中应用广泛,但此类结构依旧存在一些缺点,例如在释放过程中会产生剧烈震动,对航天器结构造成较大的冲击;产生的废气也可能会造成光学仪器的污染和损害精密的电子元件。常见的爆炸螺栓在释放过程中的冲击力超过 5 000g,即便改进的火工锁在释放过程中的冲击力依旧达到 1 000g ~ 3 000g<sup>[7]</sup>。强烈的冲击力还可能导致周围部件的损坏或误动作。为避免这些问题,部分锁紧释放机构采用具有形状记忆的材料<sup>[8-9]</sup>,通过吸收太阳能或化学能使自身结构发生变化来达到锁紧释放的运动要求。但是由于材料自身性能的局限性使得形状记忆材料无法适应在无热无磁等特殊要求的工况条件下工作,且无法实现大扭矩传动<sup>[10-11]</sup>。

综上所述,目前减小机构冲击的设计思路大多是采取添加阻尼、弹簧或者是利用新材料的特性等方法实现,而常见的从机构角度出发的无冲击机构设计方法,大都运用凸轮机构将各种运动曲线进行拼接,实现加速度曲线连续,以达到机构无冲击的目的,但其轮廓加工困难,且工作行程有限<sup>[12]</sup>。对于平面连杆机构的设计,一般通过质量代换法、主要点矢量法和线性独立矢量法找到机构的总质心位置,添加代换质量来抵消平面机构运动产生的力与力偶,以此来减小冲击力,但是这类采用拼接或添加代换质量的设计方法势必会增加机构的复杂性和构件质量的冗余,因此需要一种可以较为简便的设计方法。本文从平面串联杆机构的主从构件运动规律出发,建立串联度为  $n(n \geq 2)$  的机构加速度方程,求出其特定位置的无冲击解,并完成该机构的尺度设计,从而实现机构在始末位置时无冲击的运动要求<sup>[13]</sup>。

## 1 设计方法的基本原理和步骤

机构运动过程中,构件产生的惯性力和惯性力偶矩发生变化时,可能引起加速度的突变产生冲击,严重时甚至会对构件产生损坏。机构无冲击运动特性的设计难点,在于一个周期内其从动件的加速度曲线是否连续。如果可以列出机构从动件的运动方程,避免间断点的出现,就可保证机

构满足无冲击的运动规律。而对于平面连杆串联机构,其是由多个基本机构组合而成,这就导致其从动件的运动方程是一个关于原动件角位移  $\theta$  的多重隐函数。要直接得出其运动方程,并避免间断点是十分困难的。本文通过原动件的多重隐函数的二阶导数,得到满足加速度曲线连续的充分条件,并以此为边界条件求解出机构的尺寸条件,实现机构无冲击运动规律的设计。

以串联机构的基本机构个数只有 2 为例。 $\theta$  为第 1 个机构的输入角位移, $\varphi$  为第 1 个机构的输出角位移, $x$  为第 2 个机构的输出位移,运用矢量法建立该机构的加速度方程,如图 1 所示。

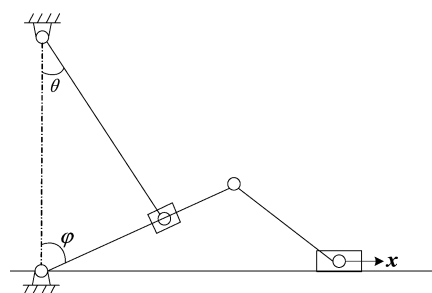


图 1 机构运动简图

构造关于  $x(\varphi)$ 、 $\varphi(\theta)$  的方程,然后  $x$  对时间  $t$  求二阶导,可得到机构从动件的二阶导数方程:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \frac{d\varphi}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (1)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \left[ \frac{d^2x}{d\varphi^2} \left( \frac{d\varphi}{d\theta} \right)^2 + \frac{dx}{d\varphi} \frac{d^2\varphi}{d\theta^2} \right] \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{dx}{d\varphi} \frac{d\varphi}{d\theta} \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (2)$$

将串联机构的基本机构个数由 2 拓展至  $n$ ,因为组合机构为串联,所以每个基本机构中的从动件的输出方程都是将上个基本机构从动件输出作为变量的隐函数方程,则经过多次隐函数方程的推导,最终输出构件的加速度方程式为:

$$\frac{d\varphi_n}{dt} = \prod_{i=2}^n \frac{d\varphi_i}{d\varphi_{i-1}} \frac{d\varphi_1}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{d^2\varphi_n}{dt^2} = \frac{d^2\varphi_n}{d\varphi_{n-1}^2} \left( \frac{d\varphi_{n-1}}{dt} \right)^2 + \frac{d\varphi_n}{d\varphi_{n-1}} \frac{d^2\varphi_{n-1}}{dt^2} \quad (4)$$

其中: $\varphi_n$  为第  $n$  个串联构件的输出构件的角位移; $\theta$  为原动件的角位移。

式(3)、式(4)为  $N$  级机构的加速度方程的一般表达式。要使表达式连续,不仅要避免式(4)的增根,还要保证在机构运动的一个周期内,其始末两位置的加速度为同一值。在实际计算中,为简化计算常取机构始末两位置的加速度为 0,不仅可保证机构在周期内具有无冲击的运动规律,还

可避免机构在始末位置处无惯性力发生。其中,  $\theta(t)$  为机构角位移关于时间的函数, 为使加速度恒为 0, 只能使机构静止或式(4)右边两项同时为 0。机构必然是周期运动的, 故只能调整第 1 个基本机构和最后 1 个基本机构的从动件方程的一阶导数同时为 0, 来满足式(4)恒为 0。根据分析, 设计无冲击机构本质是寻找在始末位置加速度为 0 的机构, 主要分为: ① 在机构始末位置处, 应用解析法建立第 1 个基本机构和最后 1 个基本机构从动件的位置方程, 得到运动函数后, 求解这 2 个运动方程的一阶导函数的零点; ② 在指定的机构始

末位置处, 可将第 1 个基本机构和最后 1 个基本机构位姿角度代入到各自运动方程的一阶运动方程中, 求出满足零点的杆长条件。

## 2 设计实例

平面基本杆机构都可以由铰链四杆机构演化而来, 常见的形式有: 不含移动副的四杆机构、含 1 个移动副的四杆机构、含 2 个移动副的四杆机构。串联杆机构样式基本都是由上述 3 种运动形式的基本机构进行组合, 如图 2 所示, 对上述 3 种运动形式进行杆长条件的约束求解。

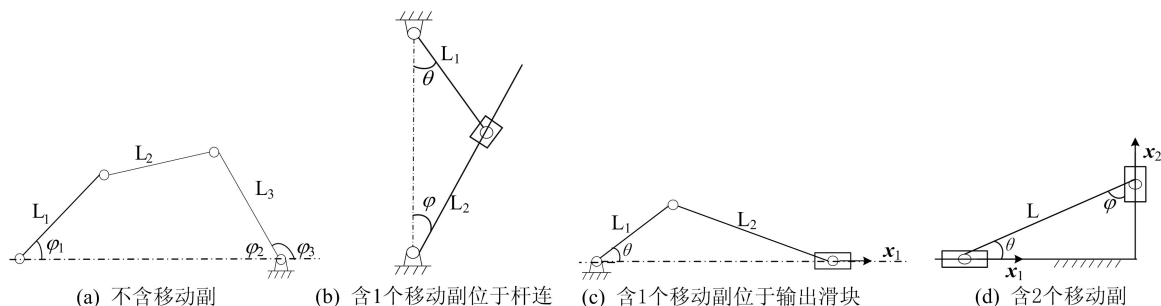


图 2 平面四杆机构 3 种运动情况

图 2a 所示的基本机构运动方程为:

$$\varphi_2 = \pi - 2 \arctan \frac{B + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A - C} \quad (5)$$

$d\varphi_2/d\varphi_1 = 0$  可得到杆长条件约束方程为:

$$L_3 = L_4, \cos^2 \varphi_1 (L_4^2 + L_1^2 - 2L_4 L_1 \cos \varphi_1 - \frac{D^2}{4L_3^2}) = \sin^2 \varphi_1 \frac{(2L_3^2 - D)^2}{4L_3^2} \quad (6)$$

$$A = L_4 - L_1 \cos \varphi_1, B = -L_1 \sin \varphi_1,$$

$$C = (A^2 + B^2 + L_3^2 - L_2^2)/(2L_3),$$

$$D = L_1^2 - L_2^2 + L_3^2 + L_4^2 - 2L_4 L_1 \cos \varphi_1 \quad (7)$$

其中,  $L_1 \sim L_4$  分别表示杆件  $L_1 \sim L_4$  的长度。下同。

由于该基本机构的运动方程的一阶导数不存在只与角度有关的恒定解, 在实际的运动中, 在串联机构处于始末位置时, 将该基本机构输入角代入式(6), 求解满足代入角度的一阶导数为 0 的杆长条件约束方程, 与其他基本机构的导数约束方程联立可得到串联机构在一个周期内不仅可以避免冲击特性, 还可在始末位置避免惯性力的发生。

图 2b 所示的基本机构运动方程导数为:

$$d\varphi/d\theta = L_1 \cos \theta / \sqrt{L_2^2 - (L_1 \sin \theta)^2} \quad (8)$$

该基本机构运动位置在  $\theta = \pi/2 + k\pi (k=0, 1, \dots, n)$  时, 与其他基本机构导数约束方程联立, 可使得串联机构在一个周期内不仅可以避免冲击特性, 还可以避免此位置惯性力的发生。

图 2c 所示的基本机构运动方程导数为:

$$\frac{dx_1}{d\theta} = -\frac{L_1^2 \cos \theta \sin \theta}{\sqrt{L_2^2 - L_1^2 + (L_1 \cos \theta)^2}} - L_1 \sin \theta \quad (9)$$

该基本机构运动位置在  $\theta = k\pi (k=0, 1, \dots, n)$  时, 与其他基本机构导数约束方程联立, 串联机构在一个周期内不仅可以避免冲击特性, 还可以避免惯性力的发生。

图 2d 所示的基本机构运动方程导数为:

$$dx_2/dx_1 = \sin \theta / \sin \varphi \quad (10)$$

机构初始位置和结束位置在  $\theta = k\pi (k=0, 1, \dots, n)$ , 会出现死点不利于传动, 该基本机构为了实现无冲击运动规律, 只能在与其它基本机构导数方程联立时, 使串联机构始末位置的一阶导数为同一值, 但不可避免在串联机构在始末位置无惯性力的发生。以一个由 3 个基本机构串联的组合机构无冲击设计为例, 应用本文提出的设计方法实现直线往复运动的无冲击机构设计。3 个基本机构串联的送料机构如图 3 所示, 要求机构在 1 个周期内无明显冲击特性。

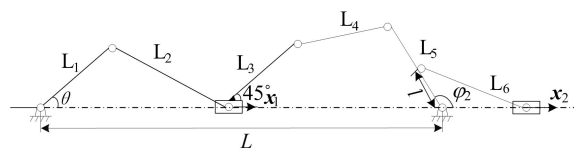


图 3 3 个基本机构串联

先以连架杆  $L_1$  的固定转动副为坐标原点, 建立平面直角坐标系, 用复数矢量法构建 3 个串联机构的从动件运动方程。

第 1 个基本机构方程为:

$$\cos \theta = (L_1^2 + x_1^2 - L_2^2) / (2L_1 x_1) \quad (11)$$

第 3 个基本机构方程为:

$$x_2 = \sqrt{L_6^2 - l^2 + (l \cos \varphi_2)^2} + l \cos \varphi_2 + L \quad (12)$$

由加速度方程组可知, 从动件的加速度为 0 的点由第 1 个机构回路下  $x_1$  的一阶导数为 0 和第 3 个机构回路  $x_2$  的一阶导数为 0 的点同时决定。对  $x_1$  和  $x_2$  同时求导可得:

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{d\theta} = -\frac{L_1^2 \cos \theta \sin \theta}{\sqrt{L_2^2 - L_1^2 + (L_1 \cos \theta)^2}} - L_1 \sin \theta, \\ \frac{dx_2}{d\varphi_2} = -\frac{l^2 \cos \varphi_2 \sin \varphi_2}{\sqrt{L_6^2 - l^2 + (l \cos \varphi_2)^2}} - l \sin \varphi_2 \end{cases} \quad (13)$$

当  $\theta = k\pi$  时为  $x_1$  的一阶导数零点,  $\varphi_2 = k\pi$  时为  $x_2$  的一阶导数的零点。为了保持机构运动的完整,  $\varphi_2 = 0$  解出的值代入  $x_2$  中, 求得:

$$x_2 = L_6 + l + L \quad (14)$$

将式(12)求解得到的  $x_1$  的零点代入式(10), 求得  $x_1$  的约束方程为  $x_1 = L_1 \pm L_2$ 。其中  $\theta = k\pi$ ,  $k$  为偶数时取正号, 奇数时取负号。对于中间串联的基本机构只需满足约束位姿即可。现拟定杆件  $L_3$ 、 $L_4$ 、 $L_5$  的长度, 需使第 2 个基本机构的从动件满足  $\varphi_2 = 0$ , 在众多符合条件解中, 将其中一组符合约束条件的数值解汇总, 得到各个杆件的长度见表 1 所列。

表 1 设计后的杆长值

| 杆件长度  | 数值/cm  | 杆件长度  | 数值/cm   |
|-------|--------|-------|---------|
| $L$   | 100.00 | $L_4$ | 59.00   |
| $L_1$ | 20.72  | $L_5$ | 40.00   |
| $L_2$ | 45.72  | $L_6$ | 取任意值    |
| $L_3$ | 25.00  | $l$   | $L_5/2$ |

将该机构的初始状态设置为  $L_1$  与机架平行,  $L_6$  在机架右侧与之平行, 此时机构的位置状态设为无冲击的初始位置。这样就可以得到一个具有往复运动 3 个基本机构串联的无冲击机构。从理论上分析, 该设计方法可适用于任意数量基本机构串联, 但随着基本机构串联数量的增加, 机构间的传递效率的降低和传动过程中运动副间隙的磨损不可忽视, 因此对于满足现实运动的需要, 实际基本机构的串联数量<sup>[14]</sup>一般小于 5。

### 3 仿真分析

为进一步验证上述机构设计方法的有效性, 对表 1 的设计结果采用 Adams 软件进行仿真试验<sup>[15]</sup>。通过设置 2 个仿真对照组来验证设计方法的合理性, 分别以不考虑运动副摩擦和考虑运动副摩擦为例, 检验该设计方法的一般性。材料的详细参数见表 2 所列。

表 2 各构件材料属性

| 构件 | 材料 | $E/\text{GPa}$ | $\rho/(\text{g}/\text{cm}^3)$ | 动摩擦系数 | 静摩擦系数 |
|----|----|----------------|-------------------------------|-------|-------|
| 杆件 | 硬铝 | 70.0           | 2.7                           | 0.3   | 0.4   |
| 滑块 | 铸铁 | 200.0          | 6.9                           | 0.3   | 0.5   |

2 个试验组运动学仿真的速度、加速度曲线, 如图 4 所示。

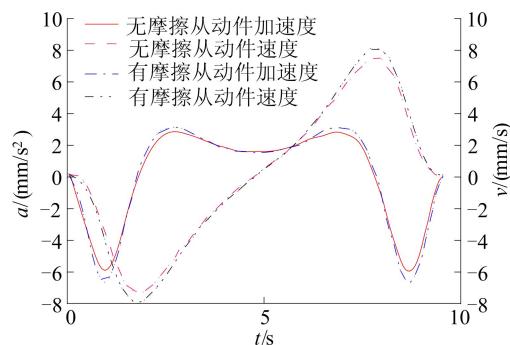


图 4 仿真运动曲线

在一个完整的周期内, 机构从动件的加速度图像在起始和终末位置均是零点, 且图像均匀连续无突变。速度图像在起始和终末位置也无较大速度波动, 机构动量较低, 满足平面机构在始末位置无冲击的运动特性。

为进一步证明该设计方法的正确性, 本文设计了 2 组对比试验。在试验中, 各个构件的材质和转动惯量均保持一致。第 1 组试验改变一个杆长, 以此来观察机构加速度曲线是否变化。现改变杆件  $L_4$  的长度为 80.00 cm 后所得速度和加速度曲线如图 5 所示。

第 2 组试验保证机构各杆件长度不变, 改变机构初始姿态, 其速度与加速度曲线如图 6 所示。

改变杆长或初始位置时, 机构从动件的速度和加速度发生有限值突变, 初始速度和加速度值不再为 0, 表明机构具有柔性冲击。该机构在一个运动周期内不具有无冲击的运动特性。通过 2 组对比试验验证了该设计方法对平面串联机构

在始末位置无冲击运动特性的设计具有一定的实用性。

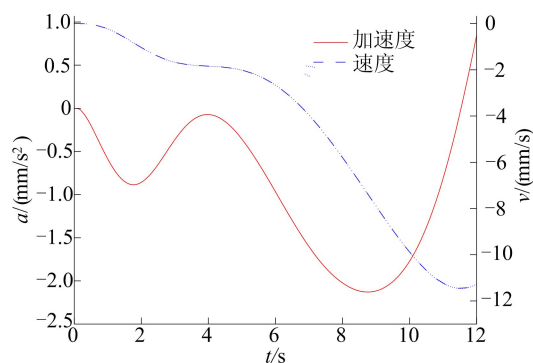


图5  $L_4=80.00$  cm 时机机构速度和加速度曲线

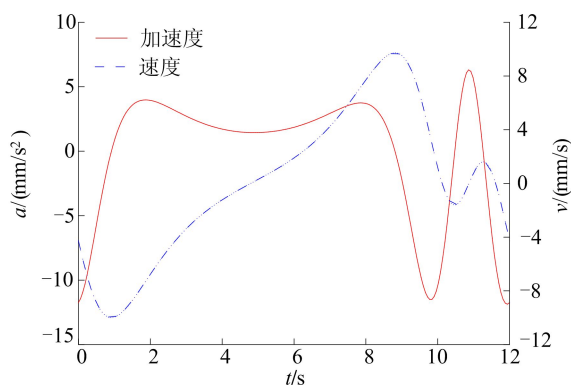


图6 改变初始姿态机构速度和加速度曲线

## 4 结 论

1) 针对多个基本机构串联的组合机构,利用基本机构的运动方程,推导出了  $n$  个基本机构串联的加速度方程,简化了串联机构从动件加速度方程的表示方法。

2) 进行  $n$  个基本机构串联的无冲击设计,只需将第 1 个和最后 1 个基本机构的从动件运动方程写出,并以这 2 个运动方程的一阶导数同时等于 0 为条件,求得杆长约束方程。对方程求解即可得到这 2 个基本机构的杆长。该串联机构在一个运动周期内具有无冲击的运动规律,且机构在运动至极限位置无惯性冲击。

3) 利用 Adams 软件对该设计方法进行正确性验证,结果证明该设计方法不仅适用无摩擦的

理想运动条件,对于考虑运动摩擦的一般情况下,串联机构的无冲击运动规律设计方法依然适用。

## [参 考 文 献]

- [1] 于春宇,许怡贤,李林,等. 一种大角度大负载展收机构设计与优化[J]. 载人航天,2016,22(6):755-757,765.
- [2] ZHANG W X, DING X L, DAI J S. Design and stability of operating mechanism for a spacecraft hatch [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2009, 22(4): 453-458.
- [3] 梁小光,陈照波. 阻尼器对卫星太阳翼锁定冲击力矩影响的研究[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(1): 127-130.
- [4] CHEN L. Distributed hybrid vibration absorbers for shock and forced vibrations[J]. Progress in Structure, 2012, 166/167/168/169: 1709-1712.
- [5] 张炳健. 基于擒纵控速的低冲击展开太阳翼机构研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
- [6] 赵寒星, 兰鑫, 冷劲松. 形状记忆聚合物材料及其在航天器新型锁紧释放机构中的应用[J]. 材料科学与工艺, 2020, 28(3): 157-166.
- [7] 陈文龙, 吴瑞德, 齐雅松, 等. 一种基于形状记忆合金的低冲击分离装置[J]. 火工品, 2022(3): 1-5.
- [8] 崔维昊, 张清泉, 田昀, 等. 新型 NiTi 基记忆合金回复特性研究 [J]. 载人航天, 2021, 27(2): 143-148.
- [9] LIU Y J, DU H Y, LIU L W, et al. Shape memory polymers and their composites in aerospace applications: a review [J]. Smart Materials and Structures, 2014, 23(2): 023001.
- [10] ZAHND B, ZIMMERMANN M, SPORRI R. LISA Pathfinder cage and vent mechanism-development and qualification[C]//15th European Space Mechanisms and Tribology Symposium. [S. l. : s. n. ], 2013: 1-7.
- [11] PATHFINDER L. LISA pathfinder: first steps to observing gravitational waves from space[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2017, 840: 012001.
- [12] 李文辉, 马力, 孙秀坤. 一种转位始末无冲击的槽轮机构[J]. 组合机床与自动化加工技术, 1989(9): 45-50.
- [13] 王洪欣, 张雪梅. 一类从动件在两极限位置无冲击效应的机构设计原理[J]. 机械传动, 1997, 21(3): 2-5, 54.
- [14] 尹来容, 姜岸委, 周荡, 等. 考虑多运动副间隙的多杆机构运动学分析[J]. 机械设计与制造, 2023(5): 178-181.
- [15] 宗益燕. 星载展开机构展开锁定过程的动力学建模与仿真[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.

(责任编辑 吴 亮)