

文章编号:1006-2467(2021)11-1467-09

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2020.283

# 摆动柔顺式吊钩结构参数的多目标优化

葛世程, 郭着雨, 梁 熙, 莫宗来, 李 军

(南京理工大学 机械工程学院, 南京 210094)

**摘 要:** 针对目前野战火箭炮发射箱装填过程的对准问题, 提出一种新型末端执行机构——摆动柔顺式吊钩, 并对其结构参数进行优化. 首先, 基于节点位移法建立描述摆动柔顺式吊钩性能的理论模型, 并通过 MATLAB 分析摆动柔顺式吊钩的静态位移、静态应力和摆动曲线, 验证模型工作的合理性. 同时, 采用实验设计方法筛选影响摆动柔顺式吊钩性能的主要结构参数, 并建立表征摆动柔顺式吊钩综合性能的响应面模型. 优化结果表明, 当柔性机构长度为 90 mm, 其安装高度为 23 mm, 吊钩末端高度为 110 mm 时, 摆动柔顺式吊钩在对接、起吊、转运和落装时的性能最优.

**关键词:** 发射箱; 装填系统; 柔性机构; 节点位移法; 实验设计方法

**中图分类号:** TB 21; TH 248; TJ 713

**文献标志码:** A

## Multi-Objective Optimization for Structural Parameters of Swing-Compliant Hook

GE Shicheng, GUO Zhuoyu, LIANG Xi, MO Zonglai, LI Jun

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology,  
Nanjing 210094, China)

**Abstract:** To solve the problems of alignment for launch container loading in field-artillery rocket, a novel end-effector, i. e., a swing-compliant hook, is proposed, whose structural parameters are optimized. First, the theoretical model describing the performance of the swing-compliant hook is established based on the node displacement method. The static displacement, static stress, and swing curve of the swing-compliant hook are analyzed by MATLAB, which verifies the rationality of the model. Then, the main structure parameters on the performance of the swing-compliant hook are obtained by using the experimental design method. Additionally, a response surface model characterizing the comprehensive performance of the swing-compliant hook is established. The optimization results show that when the length and the installation height of the compliant mechanism are 90 mm and 23 mm, and the end height of the lifting hook is 110 mm, the swing-compliant hook has an excellent performance in docking, lifting, transferring, and locating.

**Key words:** launch container; loading system; compliant mechanism; node displacement method; experimental design method

收稿日期:2020-09-08

作者简介:葛世程(1996-),男,广西壮族自治区南宁市人,硕士生,主要从事火箭炮发射箱吊装系统设计及结构优化研究.

通信作者:李 军,男,教授,博士生导师,电话(Tel.): 18936030573;E-mail:leejun\_nust@163.com.

野战火箭炮的再装填过程需要将发射箱在装填车、发射车与地面之间进行多次对接、起吊、转运和落装,这些操作通常依靠装填车上的装填系统完成<sup>[1]</sup>. 为保证射击密集度,火箭炮利用发射箱底部定位孔与发射车的定位销进行约束并锁定发射箱,对准时需要保持较高的位置精度. 而现有绳索吊装技术由于绳索的变形特性常常造成发射箱的转运以及对准难以控制<sup>[2-3]</sup>. 为根本解决绳索吊装问题,刚性装填技术利用吸盘、电磁铁或抓取机构等较复杂的末端执行器起吊工件,能够较好地控制执行器与发射箱的对接以及箱体的转运<sup>[4-6]</sup>. 但在对准时需大幅降低运动速度,同时难以利用导向结构降低对接、起吊和落装过程中执行器所需的工作精度,如 S400 防空导弹的装填. 因此,为了实现高效装填,需要末端执行机构有柔性变形能力以补偿误差带来的执行器偏移<sup>[7]</sup>.

在航空航天、船舶和自动化系统中,柔性对接机构已经获得了较为广泛的应用. 文献[8]设计的一种 2 自由度柔顺移动并联机构,在有较大的径向平移偏差和角度偏差情况下仍能完成柔顺对接. 文献[9]针对多组销孔对接问题,提出一种力柔顺控制算法降低销孔间的接触力. 文献[10]设计了一种柔顺对接与撤收机构,提高机器人与火箭定位、对接、加注和撤收的效率. 由于野外地形复杂,发射箱的对准要求执行机构有更大的误差容许范围,同时还能承载发射箱的质量,然而以上要求对接机构均难以满足. 在中小型航天器对接机构中,锥-杆式对接机构因其结构简单、误差容许范围大获得了较好的应用. 文献[11]设计了一种卫星柔性对接机构,能在 20 mm 横向对接容差及 $\pm 5^{\circ}$  角度容差范围内实现可靠对接.

由于航天器工作环境的特殊性,对于锥-杆式对接机构的研究以分析碰撞过程为主,鲜有对接机构在重力作用下的工作特性进行分析<sup>[12]</sup>. 此外,航天器允许的对接时间较长、对接次数较少,因而对于对接机构的运动特性和使用寿命的研究也较少. 综上所述,有必要研究锥-杆式对接机构的应用性能,并合理设计结构尺寸以满足综合性能的要求.

本文针对野战火箭炮发射箱的装填要求,设计了一种适用于发射箱柔性装填系统的摆动柔顺式吊钩末端执行机构,较好地控制发射箱的转运和对准,同时降低执行器所需的精度. 为获得摆动柔顺式吊钩的最佳结构尺寸,首先基于节点位移法建立摆动柔顺式吊钩的参数化理论模型,其次对摆动柔顺式吊钩的结构参数进行筛选,最后采用主要参数建立响应面模型并对其进行优化. 优化结果可为进一步

的吊钩结构优化和工程实际提供理论依据.

## 1 摆动柔顺式吊钩工作原理

摆动柔顺式吊钩是发射箱柔性装填系统的主要功能部件,如图 1 所示. 其固定于吊装平台,工作时与发射箱上的横梁对接,实现对发射箱的装填. 具体工作过程如下,吊臂及吊装平台根据指令运动至发射箱上方,使吊钩与发射箱上的横梁对准,进一步做 U 型运动完成与横梁的对接并顺势起吊发射箱. 吊臂及吊装平台将发射箱转运至发射车上,使发射箱底部的定位销孔与发射车上的定位销对准,同时向下运动完成落装. 落装完成后,吊钩作 U 型运动完成脱钩.

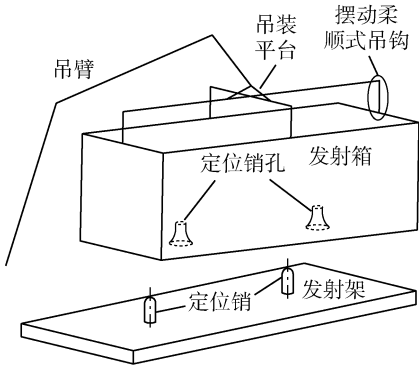


图 1 柔性装填系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of compliant loading system

摆动柔顺式吊钩几何模型如图 2 所示. 摆动柔顺式吊钩为被动柔顺式机构,可以自然顺从以补偿吊钩与目标位置的偏差. 其中,柔性机构是实现装填系统柔性功能的部件,通过防松螺栓分别与固定支

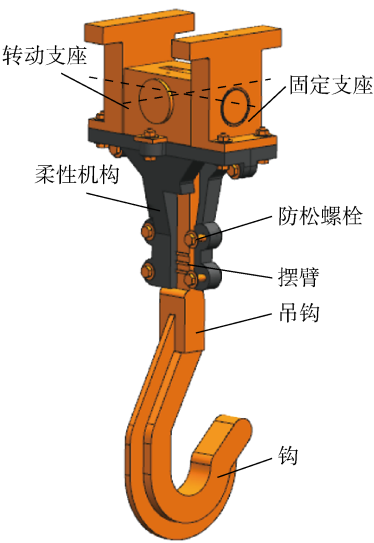


图 2 摆动柔顺式吊钩几何模型

Fig. 2 Geometric model of swing-compliant hook

座和转动支座联接,用于限制吊钩摆动. 固定支座、转动支座和摆臂互相配合形成虎克铰链,使吊钩可以在空间进行 2 自由度摆动.

摆动柔顺式吊钩的工作原理如图 3 所示. 空载状态下(见图 3(a)),在柔性机构的限制下,吊钩快速稳定且能保持与固定支座的位置关系,即摆动偏角最小,允许的最大角度偏差为  $2^{\circ}$ . 负载状态下(见图 3(b)),吊钩在发射箱的重力作用下被动柔顺至稳定状态,使落装前摆臂轴线均与重力方向接近平行,即摆动偏角最大,允许的最大角度偏差为  $2^{\circ}$ ,以利于根据吊装平台位姿确定发射箱位置姿态.

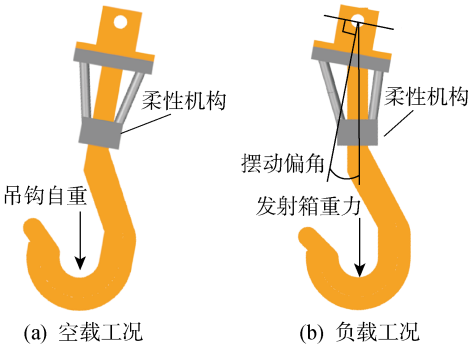


图 3 摆动柔顺式吊钩工作原理

Fig. 3 Working principle of swing-compliant hook

2 摆动柔顺式吊钩理论模型

2.1 参数及坐标系定义

在研究柔性机构限制下吊钩的摆动特性时,为方便后续的参数化建模,仅保留摆动柔顺式吊钩的约束情况,摆动柔顺式吊钩的初步简化图如图 4 所示. 其中:  $l_c$ 、 $h_2$  和  $h_1$  分别为柔性机构的长度、高度和安装高度;  $b_1$  和  $b_2$  为柔性机构边缘宽度和中部宽

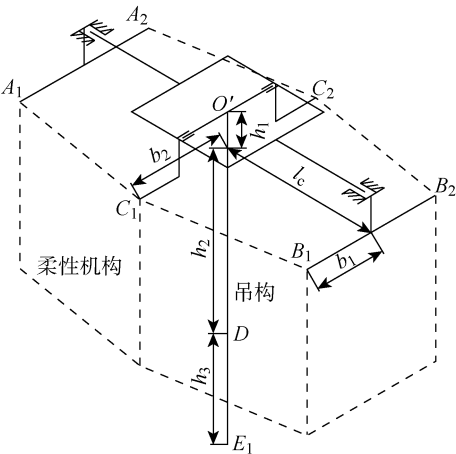


图 4 摆动柔顺式吊钩简化图

Fig. 4 Simplification of swing-compliant hook

度;  $h_3$  为吊钩末端高度;  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $B_1$ 、 $B_2$ 、 $C_1$  和  $C_2$  为螺栓联接点;  $D$  为接触点;  $E_1$  为吊钩等效质量点.

在结构参数的研究中,节点位移法将优化对象离散为若干柔性梁,以梁的联接位置为研究对象,并在给定条件下计算满足设计要求的最优结构<sup>[13]</sup>. 坐标系定义及柔性机构离散如图 5 所示. 其中:  $C_{11}$ 、 $C_{21}$ 、 $D_1$  和  $E_2$  依次为点  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $D$  和  $E_1$  在吊钩摆动后的新位置;  $\alpha$  和  $\beta$  分别为吊钩绕固定支座和转动支座的角速度;  $O'-x_1y_1z_1$  为吊钩运动坐标系. 由于柔性机构的具体形状尚未确定,仅将柔性机构简化成  $A_1D$ 、 $A_2D$ 、 $B_1D$ 、 $B_2D$ 、 $C_1D$ 、 $C_2D$ 、 $A_1C_1$ 、 $A_2C_2$ 、 $B_1C_1$  和  $B_2C_2$  柔性梁.

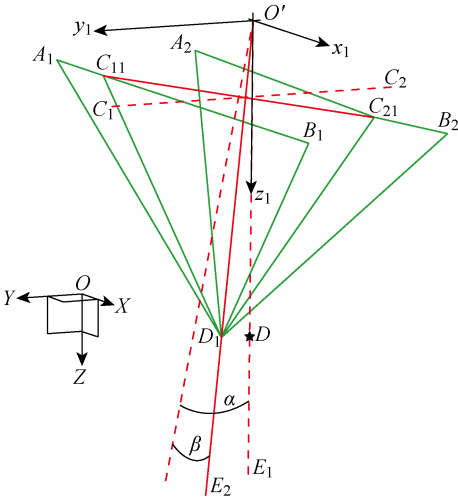


图 5 坐标系定义和柔性机构离散

Fig. 5 Definition of coordinate system and discretization of compliant mechanism

本文关注的是柔性机构在给定变形下产生的抵抗力,而不是柔性机构的变形情况,因此将柔性梁作为一个梁单元处理. 设简化后的梁单元固定点为完全约束,受力点为自由端,截面为圆形,且只考虑拉压和弯曲两种变形情况,不计自身重力.

考虑到吊钩的运动包括摆动中心(如图 2 虚线所示的两回转轴交点)的直线运动和吊钩的摆动,为便于分析,建立如下坐标系.

(1) 吊钩运动坐标系采用直角坐标表示吊钩的运动特性和结构,见图 5 中的  $O'-x_1y_1z_1$ ,坐标原点位于吊钩摆动中心. 以柔性机构未变形时的摆臂轴向为  $z_1$  轴正向,转动支座轴线为  $y_1$  轴,固定支座轴线为  $x_1$  轴. 结合图 4 中的 6 个结构参数及偏摆角可以获得各点在  $O'-x_1y_1z_1$  中的坐标.

(2) 装填车坐标系(见图 5 中的  $O-XYZ$ ),用于描述吊钩相对装填车的位置. 为便于计算,将  $O'-x_1y_1z_1$  的初始位置与  $O-XYZ$  设在同一位置. 为通

过修改  $O$ - $XYZ$  中的重力方向模拟吊装平台的倾斜状态,将  $O$ - $XYZ$  与大地固定,且  $Z$  轴竖直向下。

由于柔性机构的性能随倾斜角度的减小而提高,根据发射车与装填车间的倾角要求,为保证设计结果的可靠性, $O$ - $XYZ$  中的重力方向均取  $(0.2, 0.2, 1)$  mm。

## 2.2 吊钩及柔性机构静力学模型

**2.2.1 吊钩位移模块** 该方程用于计算吊装平台倾斜一定角度时,吊钩在柔性机构弹力和重力作用下相对于固定支座的偏角。

### (1) 梁单元弹力

$A_1D$  单元  $L_{A_1D}$  抵抗力分解图如图 6 所示。在  $O'-x_1y_1z_1$  中,将接触点  $D$  设为受力点,  $D_1$  为变形后的受力点,螺栓联接点  $A_1$  为固定点,将梁单元变形分解为拉伸变形和弯曲变形。拉伸抵抗力  $F$  可表示为

$$F = ES \frac{\Delta l}{l} = \frac{ES(|L_{A_1D_1}| - |L_{A_1D}|)}{|L_{A_1D}|} \quad (1)$$

式中:  $\Delta l$  为伸长量;  $l$  为梁原长;  $E$  为材料弹性模量;  $S$  为梁单元的原截面面积。变形后梁单元对受力点的拉伸抵抗力方向为  $D_1A_1$ 。

梁单元的弯曲视为由梁单元转动平面内、垂直于  $L_{A_1D}$  且作用在受力点上的力推动。因此,梁单元产生的对应弯曲抵抗力  $F'$  为

$$F' = \frac{3w_D EI}{l'^3} = \frac{3EI |L_{A_1D_1}| \sin \theta}{|L_{A_1D_1}|^3} \quad (2)$$

式中:  $w_D$  为弯曲挠度;  $I$  为轴变形后梁截面对其中性轴的惯性矩;  $l'$  为梁变形后的总长度;  $\theta$  为  $L_{A_1D_1}$  与  $L_{A_1D}$  的夹角。泊松比取为 0.45。变形后梁单元对受力点的弯曲抵抗力方向为  $L_{A_1D} \times (L_{A_1D} \times L_{A_1D_1})$ 。

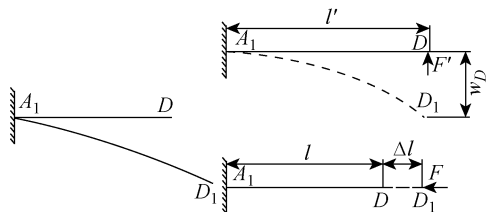


图 6  $A_1D$  单元抵抗力分解图

Fig. 6 Resistance decomposition of  $A_1D$  element

其中,  $C_1D$  和  $C_2D$  两个梁单元仅在吊钩摆角  $\beta$  不等于 0 rad 的情况下产生弯曲抵抗力。由于  $C_1D$  和  $C_2D$  的联接点受力均会影响吊钩摆动,采用固定点与受力点轮换的方式求作用在  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $D$  上的梁单元弹力。

### (2) 吊钩合力矩

根据  $O'-x_1y_1z_1$  在  $O$ - $XYZ$  中的位置获得梁单

元的拉伸抵抗力和弯曲抵抗力在  $O$ - $XYZ$  各轴方向上的投影  $F_{X_i}$ 、 $F_{Y_i}$  和  $F_{Z_i}$ , 其中  $i = 1, 2, \dots, 12$  为受力点序号。设在  $O$ - $XYZ$  中,  $O'-x_1y_1z_1$  原点的坐标为  $O'(O'_X, O'_Y, O'_Z)$ , 相应的受力点坐标为  $(x_i, y_i, z_i)$ 。则弹力对于  $x_1$  轴的合力矩为

$$M_{x_1} = \sum [-F_{Y_i}(z_i - O'_Z) + F_{Z_i}(y_i - O'_Y)] \quad (3)$$

转动支座轴线  $C$  与  $L_{C_{21}C_{11}}$  平行, 又与摆臂轴线  $L_{O'D_1}$  垂直, 且联接点  $C_{11}$  和  $C_{21}$  的受力不计入转动支座轴的合力矩方程。因此, 弹力对于转动支座轴的合力矩为

$$M_0 = \sum \left[ \frac{L_{C_{21}C_{11}} \times L_{O'D_1}}{|L_{C_{21}C_{11}}| \times |L_{O'D_1}|} [F_{X_i} \ F_{Y_i} \ F_{Z_i}] \right] (h_1 + h_2) \quad (4)$$

根据摆臂以及钩的质量可获得作用在  $E_2$  点的等效重力  $G_m$ , 考虑到吊钩的受载情况, 取摆臂线密度  $\rho = 9.6$  g/mm, 同时为了扩大各因素差异, 取钩的质量  $m = 10$  kg。同理, 结合给定重力方向以及式 (3) 可获得重力对  $x_1$  轴的力矩  $M'_{x_1}$ , 在式 (4) 中添加吊钩末端长度  $h_3$  可获得重力对转动支座轴的力矩  $M''_0$ 。

负载工况下, 满载发射箱质量为 7 t, 取发射箱作用在吊钩的等效重力  $G_M = 17.5$  kN。在式 (3) 和 (4) 中增加  $G_M$  可以分析负载状态下的吊钩摆角。

### (3) 吊钩平衡位置

在同一算例中, 柔顺式吊钩的参数和重力方向一定, 因此吊钩拥有唯一空间位姿使其关于  $x_1$  轴和转动支座轴的合力矩为 0。使用黄金分割法查找预估范围内  $\alpha$  和  $\beta$  的解, 设空载工况下的解为  $\alpha_1$  和  $\beta_1$ , 负载工况下的解为  $\alpha_2$  和  $\beta_2$ , 求解模型如下:

$$\left. \begin{aligned} \min: & M(\alpha, \beta) = |M_{x_1} + M'_{x_1}| + |M_0 + M'_0| \\ \text{subject to: } & -0.2 \text{ rad} < \alpha < 0.2 \text{ rad} \\ & -0.2 \text{ rad} < \beta < 0.2 \text{ rad} \\ & M(\alpha, \beta) \geq 10 \text{ (N} \cdot \text{mm)} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

**2.2.2 柔性机构应力模块** 柔性机构应力模块用于计算吊钩与固定支座成一定摆角时, 柔性机构简化后各个梁单元的应力及梁单元的总应力。

### (1) 单个梁单元拉应力

在吊钩位移模块基础上, 获得梁单元拉应力为

$$\sigma_j = E \frac{\Delta l}{l} \quad (6)$$

式中:  $j = 1, 2, \dots, N$  为梁单元序号。

### (2) 单个梁单元最大弯曲应力

以  $A_1D$  梁为例, 最大弯曲应力为

$$\sigma'_j = \frac{F' |L_{A_1D_1}| d' \cos \theta}{2I} \quad (7)$$

式中: $d'$ 为变形后的截面直径.

由于一般材料的拉伸屈服极限和压缩屈服极限大致相同,不再区分拉应力和压应力,所以单个梁单元的最大应力为 $|\sigma_j| + \sigma'_j$ ,并以此为该梁单元应力,可获得全部梁单元总应力为

$$\sigma_{\text{sum}} = \sum (|\sigma_j| + \sigma'_j) \tag{8}$$

全部梁单元应力中的最大值为

$$\sigma_{\text{max}} = \max(|\sigma_j| + \sigma'_j) \tag{9}$$

**2.2.3 静态检验** 为验证吊钩位移模块和柔性机构应力模块的正确性,在 Abaqus 软件中使用 B33 梁单元建立柔性机构并创建对应约束和载荷模拟柔性机构. 柔性机构应力模块中通过设定吊钩摆角与重力方向平行实现负载工况. 通过静力分析,得到的柔性机构空载位移  $s$  和负载应力  $\sigma$  如图 7 所示.

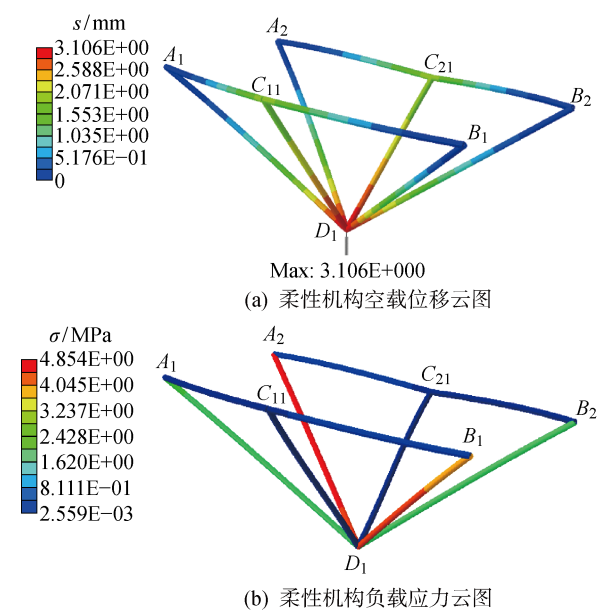


图 7 Abaqus 静态检验

Fig. 7 Static verification by Abaqus

由图 7 可知,动点  $D_1$  的空载位移较大,柔性机构负载应力较小. 相同条件下,理论模型分析结果显示,动点  $D_1$  的空载位移为 2.8 mm,柔性机构最大负载应力为 5.37 MPa. 分析结果差距较小,认为吊钩位移模块和柔性机构应力模块可以描述摆动柔顺式吊钩性能.

**2.3 吊钩动力学模型**

该模型综合考虑了柔性机构作用在吊钩上的弹力、阻尼力和吊钩自身重力,并结合吊装平台的运动和第二类拉格朗日方程,通过数值迭代的方式获得吊装平台运动状态或重力改变后吊钩的摆动曲线.

**2.3.1 梁单元阻尼力** 柔性机构阻尼为结构阻尼,与结构、材料和载荷相关,因此采用等效黏性阻尼系

数近似计算,为更好地体现阻尼特性,材料的阻尼系数  $\delta$  取为 0.2 kg/s.

以  $A_1D$  梁单元为例,在  $O-XYZ$  中,设螺栓联接点  $A_1$  为  $t_1$  时刻固定点,接触点  $D$  为运动点;在  $t_2$  时刻分别为  $A'_1$  和  $D_1$ ,  $t_2$  大于  $t_1$ . 可获得梁单元作用在动点  $D_1$  的拉伸阻尼力为

$$F_2 = \delta \frac{(|\mathbf{L}_{A'_1D_1}| - |\mathbf{L}_{A_1D_1}|)}{t_2 - t_1} \tag{10}$$

同理,梁单元作用在动点  $D_1$  的弯曲阻尼力为

$$F'_2 = \delta \frac{\theta}{(t_2 - t_1) |\mathbf{L}_{A'_1D_1}|} \tag{11}$$

对于  $C_1D$  和  $C_2D$  两个梁单元,采用固定点和运动点轮换的方式求其对于  $C_{11}$ 、 $D_1$  和  $C_{21}$  的阻尼力,且只考虑  $\beta$  变化产生的阻尼力.

拉伸阻尼力  $F_2$  方向为  $\mathbf{L}_{D_1A'_1}$ ,弯曲阻尼力  $F'_2$  的方向为  $\mathbf{L}_{A'_1D_1} \times (\mathbf{L}_{A_1D_1} \times \mathbf{L}_{A'_1D_1})$ ,不难得出梁单元阻尼力在各轴上的投影为  $F'_{X_i}$ 、 $F'_{Y_i}$  和  $F'_{Z_i}$ ,其中  $i = 1, 2, \dots, 12$  为运动点序号.

为方便计算,当  $t_1$  和  $t_2$  间隔较小时,认为所求阻尼力为  $t_2$  时刻阻尼力,且  $t = 0$  时,阻尼力为 0. 最后,由式(3)和(4)易得阻尼力对于  $x_1$  轴的合力矩  $M'_{x_1}$  及对于转动支座轴的合力矩.

**2.3.2 吊钩动力学方程** 设转动支座绕  $x_1$  轴的转动惯量为  $J$ ,吊钩质心与回转中心距离  $H = h_1 + h_2 + h_3$ . 在  $O-XYZ$  中,设运动坐标系原点(回转中心)坐标为  $(x, y, z)$ ,吊钩等效质心坐标为  $(x_2, y_2, z_2)$ . 为保证转动支座强度,取  $J = 0.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,为保证柔性机构安装,取摆臂长  $l_a = h_1 + h_2 + 10 \text{ mm}$ ,则有:

$$\begin{aligned} x_2 &= x + H \sin \beta \\ y_2 &= y - H \cos \beta \sin \alpha \\ z_2 &= z + H \cos \beta \cos \alpha \end{aligned} \tag{12}$$

采用第二类拉格朗日方程构建吊钩动力学方程,则有:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} &= Q_k \\ k &= 1, 2, \dots, N \end{aligned} \tag{13}$$

式中:  $q_k$  为该质点系的独立广义坐标;  $Q_k$  为主动力对应于  $q_k$  的广义力;  $T$  为系统动能. 本文只对吊钩相对吊装平台的转动进行分析,涉及的动能只包括摆臂、吊钩动能及转动支座转动动能.

由式(13)可得吊钩摆动加速度为

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} &= [Q_\alpha + (2/3)\rho l_a^3 \dot{\alpha} \dot{\beta} \cos \beta \sin \beta + \\ &\quad (1/2)\rho \ddot{y}_a^2 \cos \beta \cos \alpha + \\ &\quad (1/2)\rho \ddot{z}_a^2 \cos \beta \sin \alpha + 2mH^2 \dot{\alpha} \dot{\beta} \cos \beta \sin \beta + \end{aligned}$$

$$m\ddot{y}H\cos\beta\cos\alpha+m\ddot{z}H\cos\beta\sin\alpha]/$$
$$[(1/3)\rho l_a^3\cos^2\beta+mH^2\cos^2\beta+J] \tag{14}$$

$$\ddot{\beta}=[Q_{\beta}-(1/2)\rho\dot{x}l_a^2\cos\beta-(1/3)\rho l_a^3\ddot{\alpha}\cos\beta\sin\beta-$$
$$(1/2)\rho\dot{y}l_a^2\sin\beta\sin\alpha+(1/2)\rho\dot{z}l_a^2\sin\beta\cos\alpha-m\ddot{x}H\cos$$
$$\beta-mH^2\ddot{\alpha}\cos\beta\sin\beta-m\ddot{y}H\sin\beta\sin\alpha+m\ddot{z}H\sin\beta\cos$$
$$\alpha]/[(1/3)\rho l_a^3+mH^2] \tag{15}$$

式中： $Q_{\alpha}=M_{x_1}+M''_{x_1}+M'_{x_1}$  和  $Q_{\beta}=M_0+M''_0+M'_0$  分别为弹力、重力和阻尼力对于  $x_1$  轴和转动支座轴的广义力，其数值等于合力矩。

**2.3.3 吊钩运动的数值迭代** 在描述吊钩的非线性运动时，结合直线插补的思想，将吊钩的非线性连续运动拆分为吊装平台的平动和吊钩的摆动，如图 8 所示<sup>[14-15]</sup>。

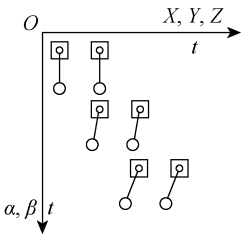


图 8 吊钩运动分解图

Fig. 8 Decomposition of motion of lifting hook

为完成分析，吊装平台的运动和吊钩的初始状态需提前给出。而吊钩的受力与吊装平台的运动、柔性机构和吊钩的结构尺寸有关，且随时间变化，难以通过显函数表示。为获得吊钩的摆动曲线，需要进行数值迭代<sup>[16-17]</sup>。具体迭代步骤如下。

(1) 设吊装平台位移函数为  $x=f(t)$ ，则有： $t_1$  时刻到  $t_1+\Delta t$  时刻吊装平台位移  $dx=f(t_1+\Delta t)-f(t_1)$ ； $t_1$  时刻吊装平台的速度为  $\dot{x}_{t_1}=\dot{f}(t_1)$  和加速度为  $\ddot{x}_{t_1}=\ddot{f}(t_1)$ 。同理可得， $y$  和  $z$  方向安装平台的位移和速度。

(2) 根据吊钩  $t_1$  时刻的运动状态及受力，由吊钩动力学方程可得： $t_1$  时刻吊钩摆动加速度  $\ddot{\alpha}_{t_1}$ ； $t_1+\Delta t$  时刻的角速度  $\dot{\alpha}_{t_1+\Delta t}=\dot{\alpha}_{t_1}+\ddot{\alpha}_{t_1}\Delta t$ 。为补偿速度损失造成的位移损失， $t_1$  时刻到  $t_1+\Delta t$  时刻的角位移  $d\alpha=\dot{\alpha}_{t_1+\Delta t}\Delta t$ ， $\beta$  也由此得到。

$\Delta t$  取为 0.001 s。考虑到吊钩的稳定时间可以反映柔顺式吊钩阻尼性能，设吊钩的稳定判据为当  $\dot{\alpha}<0.005\text{ rad/s}$ 、 $Q_{\alpha}<10\text{ N}\cdot\text{mm}$  时，认为吊钩的  $\alpha$  摆角稳定，稳定时间为  $t_{\alpha}$ ；当  $\dot{\beta}<0.005\text{ rad/s}$ 、 $Q_{\beta}<10\text{ N}\cdot\text{mm}$  时，认为吊钩的  $\beta$  摆角稳定，稳定时间为  $t_{\beta}$ 。

**2.3.4 动力学检验** 空载状态下，吊钩动力学模型中的吊装平台位移被设为 0，初始状态的吊钩摆角

和角速度被设为 0，既吊装平台倾斜后吊钩在重力作用下的摆动。为验证吊钩动力学模型的正确性，对  $E=0$ 、 $\delta=0$  情况下的摆角进行分析并与 Adams 动力学软件分析结果对比，对比结果如图 9 所示，其中： $t_{\text{si}}$  为仿真时间。由图 9 可知，二者拟合程度高，由于模型间仍有细微差别，误差会随时间积累，但在一定程度上仍可以证明吊钩动力学模型的正确性。

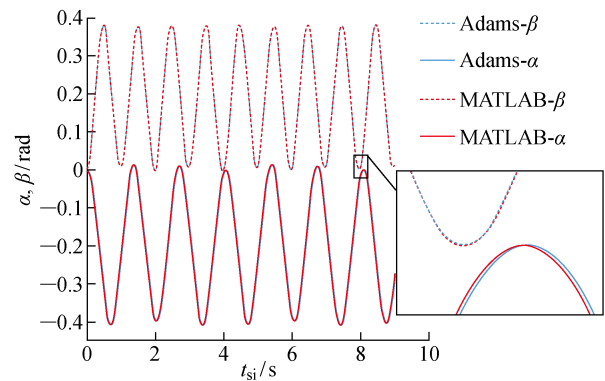


图 9 吊钩动力学模型检验

Fig. 9 Verification of dynamics model of lifting hook

3 摆动柔顺式吊钩参数优化

3.1 优化参数及目标

柔性机构性能主要涉及 4 个优化目标，如表 1 所示。除了前文提到的偏角要求，柔性机构在最大应力满足材料强度要求的同时，平均应力应尽量小以延长使用寿命<sup>[18]</sup>。吊钩摆动时间也应尽可能短，以缩短对接前的准备时间。

表 1 摆动柔顺式吊钩优化目标

Tab. 1 Optimization objectives of swing-compliant hook	
工况	目标
空载	$\alpha_1、\beta_1$ 最小； $t_{\alpha}、t_{\beta}$ 最短
负载	$\alpha_2、\beta_2$ 最大； $\sigma_{\text{sum}}、\sigma_{\text{max}}$ 最小

考虑到摆动柔顺式吊钩的安装尺寸和受载情况，各参数的预设值及其优化范围如表 2 所示。

表 2 摆动柔顺式吊钩参数设置

Tab. 2 Parameter settings of swing-compliant hook				
参数	最小值	步距	最大值	预设值
$l_c/\text{mm}$	70	5	130	100
$b_1/\text{mm}$	10	5	70	40
$b_2/\text{mm}$	30	5	90	60
$h_1/\text{mm}$	10	5	70	40
$h_2/\text{mm}$	40	5	100	70
$h_3/\text{mm}$	110	5	170	140

3.2 灵敏度分析

为分析各参数对优化目标的影响,进而筛选出对摆动柔顺式吊钩性能影响较大的参数,基于柔性机构理论模型分别使用单因素分析法和二水平析因设计进行灵敏度分析.

3.2.1 单因素分析 因梁单元直径  $d$  与柔性机构最终结构形式和尺寸相关,弹性模量  $E$  与材料的特性有关,本文不再对二者做讨论,取  $d=15\text{ mm}$ ,  $E=24\text{ MPa}$ . 以表 2 数据进行单因素分析,选取对性能影响较大的参数,如表 3 所示. 从表 3 中可以看出,以预设值设计的摆动柔顺式吊钩的吊钩空载偏角和负载偏角接近极限值,需要对结构参数进行优化.

表 3 单因素分析结果

Tab. 3 Results of single-factor analysis

性能参数	初始性能 参考取值	正相关 参数/mm	负相关 参数/mm
$\alpha_1/\text{rad}$	-0.025	$l_c$	$b_1$
$\beta_1/\text{rad}$	0.005	$b_1$	$h_1$
$\alpha_2/\text{rad}$	-0.189	$l_c$	$b_1, h_1$
$\beta_2/\text{rad}$	0.158	$b_1$	$h_1$
$\sigma_{\text{sum}}/\text{MPa}$	25.21	$h_1$	$l_c, b_1$
$\sigma_{\text{max}}/\text{MPa}$	5.37	$b_1, h_1$	$l_c$
$t_a/\text{s}$	10.35	$l_c, h_3$	$h_1, b_2$
$t_\beta/\text{s}$	6.51	$l_c, b_2, h_3$	$h_1$

3.2.2 二水平析因分析 采用实验设计方法对柔性机构进行二水平析因设计<sup>[19]</sup>. 设计因子的选择及取值见表 2. 分别取吊钩空载的偏角和  $\theta_1 = |\alpha_1| + \beta_1$ 、吊钩负载的偏角和  $\theta_2 = |\alpha_2| + \beta_2$ 、柔性机构负载应力响应  $\sigma_r = \sigma_{\text{sum}} + \sigma_{\text{max}}$  以及吊钩空载稳定时间响应  $t_r = t_a + t_\beta$  作为响应量. 利用 Design-Expert 软件进行实验设计,求得各参数贡献度如表 4 所示.

由表 4 可以看出,参数  $l_c$  和  $h_1$  对不同目标均有较大影响,参数  $b_2$  和  $h_2$  贡献度相对较小. 参数  $b_1$  只

对  $\theta_1$  的影响较大,对其他目标影响范围较小,而参数  $h_3$  整体影响较好. 因此,结合表 3 内容,选取  $l_c$ 、 $h_1$  和  $h_3$  进行优化.

表 4 参数对响应量的贡献度

Tab. 4 Contribution of parameters to responses

参数	$\theta_1$ 贡献度/%	$\theta_2$ 贡献度/%	$\sigma_r$ 贡献度/%	$t_r$ 贡献度/%
$l_c$	7.822	2.046	-21.556	22.798
$b_1$	-37.772	-0.713	-2.420	-0.104
$b_2$	-2.454	-0.169	0.403	-8.854
$h_1$	-31.504	-76.900	62.038	-32.084
$h_2$	-0.279	-0.310	-1.241	-4.160
$h_3$	0.619	4.425	0	6.454

3.3 响应面模型分析

采用含交叉项的二次型响应面函数建立响应面模型<sup>[20-21]</sup>:

$$\tilde{y} = u_0 + \sum_{j=1}^n u_j x_j + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n u_{ij} x_i x_j \quad (16)$$

式中:  $\tilde{y}$  为响应面模型预测值;  $x_i$  为  $n$  维自变量的第  $i$  个分量;  $u_0$ 、 $u_j$  和  $u_{ij}$  分别为常数项、一次项及二次项待定系数,可由最小二乘法确定.  $l_c$ 、 $h_1$  和  $h_3$  作为实验因子,因子高低水平与二水平析因设计的上下限一致.

为建立表征吊钩空载时偏角、稳定时间和负载时偏角、柔性机构应力的响应面模型,定义输出响应为  $R_i (i = 1, 2, \cdots, 8)$ , 分别为  $|\alpha_1|$ 、 $\beta_1$ 、 $|\alpha_2|$ 、 $\beta_2$ 、 $\sigma_{\text{sum}}$ 、 $\sigma_{\text{max}}$ 、 $t_a$  和  $t_\beta$ . 采用 Box-Behnken 方法布置实验点位置及拟合二阶响应面三水平设计,利用已有理论模型进行实验设计,并采用最小二乘法对参数进行拟合,可得响应面近似模型为

$$\boldsymbol{R} = \boldsymbol{u}\boldsymbol{\chi} + \boldsymbol{u}_0 \quad (17)$$

$$\boldsymbol{R} = [R_1 \quad R_2 \quad R_3 \quad R_4 \quad R_5 \quad R_6 \quad R_7 \quad R_8]^T$$

$$\boldsymbol{\chi} = [a \quad h_1 \quad h_3 \quad ah_1 \quad ah_3 \quad h_1h_3 \quad a^2 \quad h_1^2 \quad h_3^2]^T$$

$$\boldsymbol{u}_0 = [0.002 \quad 0.010 \quad 0.160 \quad 0.186 \quad 37.111 \quad 6.712 \quad -1.777 \quad -2.013]^T$$

$$\boldsymbol{u} =$$

$$\begin{bmatrix} 8.47 \times 10^{-6} & -2 \times 10^{-5} & 4.02 \times 10^{-5} & -4.5 \times 10^{-6} & 1.17 \times 10^{-6} & -1.4 \times 10^{-6} & 2.15 \times 10^{-6} & 3.73 \times 10^{-6} & -2.6 \times 10^{-8} \\ -1.1 \times 10^{-4} & -1.2 \times 10^{-4} & 5.07 \times 10^{-5} & 1.91 \times 10^{-7} & -4.8 \times 10^{-8} & -3.7 \times 10^{-7} & 4.71 \times 10^{-7} & 9.12 \times 10^{-7} & -3.5 \times 10^{-8} \\ 4.67 \times 10^{-4} & -3.8 \times 10^{-4} & 9.65 \times 10^{-5} & 2.44 \times 10^{-6} & -5.6 \times 10^{-7} & 3.13 \times 10^{-7} & -1.6 \times 10^{-6} & -4.6 \times 10^{-7} & -7.6 \times 10^{-8} \\ -5.4 \times 10^{-4} & -4.3 \times 10^{-4} & 1.6 \times 10^{-4} & -6.7 \times 10^{-7} & 1.83 \times 10^{-7} & 5.86 \times 10^{-7} & 2.35 \times 10^{-6} & 2.37 \times 10^{-7} & -3.2 \times 10^{-7} \\ -0.316\,9 & 0.358\,9 & 2.71 \times 10^{-3} & -1.63 \times 10^{-3} & 0 & 0 & 1.12 \times 10^{-3} & 3.64 \times 10^{-4} & -9.7 \times 10^{-6} \\ -0.044\,2 & 0.084\,3 & -4.7 \times 10^{-4} & -3.5 \times 10^{-4} & 0 & 0 & 1.12 \times 10^{-4} & 7.86 \times 10^{-6} & 1.66 \times 10^{-5} \\ -0.002\,7 & 0.127\,5 & 1.31 \times 10^{-3} & -2.45 \times 10^{-3} & 7.81 \times 10^{-4} & -7.8 \times 10^{-4} & 8.47 \times 10^{-4} & 1 \times 10^{-3} & 1.61 \times 10^{-5} \\ 0.037\,5 & 0.006 & 0.018 & -1.6 \times 10^{-5} & 3.59 \times 10^{-4} & -5.8 \times 10^{-4} & -2 \times 10^{-4} & 4.13 \times 10^{-4} & 7.76 \times 10^{-5} \end{bmatrix}$$

式中： $\mathbf{R}$ 为响应列阵； $\mathbf{x}$ 为实验因子列阵； $\mathbf{u}_0$ 为常数项列阵； $\mathbf{u}$ 为总系数矩阵。

同时,求得复相关系数  $R^2$  和修正的复相关系数  $R^2_{\text{adj}}$ ,用于检验响应面近似模型对实验数据的拟合度。 $R^2$  趋于 1,表示响应面近似模型与原模型相似度高; $R^2$  与  $R^2_{\text{adj}}$  越接近,表示模型不含冗余参数,分析结果如表 5 所示。由表 5 可知,该模型可以准确描述设计参数与响应之间的关系<sup>[20]</sup>。

表 5 响应面模型误差分析

Tab. 5 Error analysis of response surface model

输出响应	$R^2$	$R^2_{\text{adj}}$
$R_1$	0.999 1	0.998 0
$R_2$	0.998 4	0.996 3
$R_3$	0.996 9	0.993 0
$R_4$	0.999 4	0.998 7
$R_5$	0.999 6	0.999 1
$R_6$	0.999 9	0.999 9
$R_7$	0.998 5	0.996 6
$R_8$	0.998 1	0.995 6

3.4 优化分析

以表 1 的性能为目标进行参数优化。通过 Design-Expert 软件中的响应面模型求解实验因子的优化值,部分实验因子组合如表 6 所示。 $h_3$  的值是优化范围的最小值,因此不是最优值,考虑到吊钩尺寸  $h_3 = 110$  mm。对接性能中  $\theta_1$  对于性能的影响较大且工程中  $\theta_2$  更容易满足,参数  $l_c$  对响应  $\theta_1$  为正影响,参数  $h_1$  对响应  $\theta_1$  为负影响。为了使  $\theta_1$  趋于最小值,选取  $l_c = 90$  mm、 $h_1 = 23$  mm。参数  $b_1$  和  $b_2$  对响应  $\theta_1$  为负影响,考虑到结构尺寸和加工制作,二者均取为 70 mm。参数  $h_2$  对响应  $\theta_1$  和  $t_r$  为负影响,取其最大值为 100 mm。

表 6 实验因子的部分优化解集

Tab. 6 Partial optimal solutions of the experimental factors

序号	$l_c/\text{mm}$	$h_1/\text{mm}$	$h_3/\text{mm}$
1	90.61	22.39	110
2	94.87	23.32	110
3	106.05	28.49	110

经由理论模型分析,优化后的摆动柔顺式吊钩性能如表 7 所示。优化后的摆动柔顺式吊钩满足吊钩空载和负载的偏角要求,同时空载时吊钩稳定时间和负载时柔性机构应力较小。与初始性能对比可以看出,吊钩空载和负载偏角得到了一定程度的优化,同时柔性机构应力和吊钩稳定时间均得到了改善。

表 7 优化结果比较

Tab. 7 Comparison of optimization results

性能参数	初始性能参数取值	优化后性能参数取值
$\alpha_1/\text{rad}$	-0.025	-0.012
$\beta_1/\text{rad}$	0.005	0.007
$\alpha_2/\text{rad}$	-0.189	-0.180
$\beta_2/\text{rad}$	0.158	0.169
$\sigma_{\text{sum}}/\text{MPa}$	25.21	20.33
$\sigma_{\text{max}}/\text{MPa}$	5.37	4.91
$t_a/\text{s}$	10.35	8.38
$t_\beta/\text{s}$	6.51	5.73

4 结论

- 经过上述研究,本文主要结论如下。
- (1) 对现有的发射箱装填方式进行分析,提出一种用于发射箱装填的新型柔性装填方案,并在此基础上设计了摆动柔顺式吊钩。
- (2) 为描述摆动柔顺式吊钩的性能,在节点位移法基础上建立了以结构参数为变量的参数化理论模型,如吊钩位移模块、柔性机构应力模块和吊钩动力学模型。
- (3) 为了综合优化摆动柔顺式吊钩性能,根据筛选出对性能影响较大的关键参数构建表征摆动柔顺式吊钩性能的响应面模型。优化结果表明,当柔性机构长度为 90 mm,安装高度为 23 mm,吊钩末端高度为 110 mm 时,该摆动柔顺式吊钩的综合性能最优。
- (4) 本文提出的节点位移法建模、筛选关键结构参数、响应面模型优化研究方法适用于机械系统关键部分的结构参数优化,可为进一步的优化(如拓扑优化)提供理论依据。

参考文献:

[1] 李军,马大为,曹听荣,等. 火箭发射系统设计[M]. 北京:国防工业出版社,2008.  
LI Jun, MA Dawei, CAO Tinrong, *et al.* Design of rockets launching system [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2008.

[2] 曾令梦. 储运发箱的高精度自动吊装方法研究[D]. 南京:南京理工大学,2018.  
ZENG Lingmeng. Research on high-precision automatic hoisting method of launching box[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2018.

[3] HAN G D, ZHANG T, CHEN H Q, *et al.* Sling tray mechanical anti-swing system simulation and modeling of ship-mounted crane[J]. **MATEC Web of**

- Conferences**, 2017, 104: 02016.
- [4] 张敏. 啤酒灌装生产线机器人码垛吊具设计与分析[D]. 南京: 南京理工大学, 2015.  
ZHANG Min. Design and analysis of robot stacking spreader for beer production line[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2015.
- [5] 黄海, 张国成, 杨溢. 水下无人航行器机械手系统动力学建模与协调运动轨迹优化[J]. 上海交通大学学报, 2016, 50(9): 1437-1443.  
HUANG Hai, ZHANG Guocheng, YANG Yi. Dynamic modeling and coordinate motion trajectory optimization for underwater vehicle and manipulator system[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2016, 50(9): 1437-1443.
- [6] PAN H T, GAO X, HUANG J J, *et al.* Design and implementation of 3-DOF gripper for maintenances tasks in EAST vacuum vessel[J]. **Fusion Engineering and Design**, 2018, 127: 40-49.
- [7] HOWELL L L. Introduction to compliant mechanisms[M] // Handbook of compliant mechanisms. Oxford, UK: John Wiley & Sons Ltd., 2013: 1-13.
- [8] 杨毅, 鹿碧洲, 李小明, 等. 一种 2 自由度柔顺移动并联机构研究及其在对接装置上应用[J]. 机械工程学报, 2019, 55(11): 114-122.  
YANG Yi, LU Bizhou, LI Xiaomao, *et al.* Investigation of 2-DOF compliant translational parallel mechanism and applied in the docking device[J]. **Journal of Mechanical Engineering**, 2019, 55(11): 114-122.
- [9] 董恣, 张立建, 易旺民, 等. 基于动力学前馈的空间机器人多销孔装配力柔顺控制[J]. 机械工程学报, 2019, 55(4): 207-217.  
DONG Que, ZHANG Lijian, YI Wangmin, *et al.* Force compliance control of multi-peg-in-hole assembling by space robot based on dynamic feedforward[J]. **Journal of Mechanical Engineering**, 2019, 55(4): 207-217.
- [10] 游嘉伟, 顿向明, 山磊, 等. 运载火箭推进剂加注机器人机构设计[J]. 机电一体化, 2016, 22(4): 41-44.  
YOU Jiawei, DUN Xiangming, SHAN Lei, *et al.* Mechanism design of carrier rocket propellant filling robot[J]. **Mechatronics**, 2016, 22(4): 41-44.
- [11] 黄剑斌, 黄龙飞, 韩旭, 等. 对卫星柔性对接补加一体化机构建模与设计[J]. 空间控制技术与应用, 2018, 44(5): 30-37.  
HUANG Jianbin, HUANG Longfei, HAN Xu, *et al.* Modelling and designing of the flexible docking and fueling mechanism for the satellites[J]. **Aerospace Control and Application**, 2018, 44(5): 30-37.
- [12] 韩伟. 柔性锥—杆式对接机构刚柔耦合动力学研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2016.  
HAN Wei. Research on rigid-flexible coupling dynamics of flexible cone-probe docking mechanism[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2016.
- [13] NAN B, BAI Y K, WU Y. Multi-objective optimization of spatially truss structures based on node movement[J]. **Applied Sciences**, 2020, 10(6): 1964.
- [14] ZHAO D, GUO H. A trajectory planning method for polishing optical elements based on a non-uniform rational B-spline curve[J]. **Applied Sciences**, 2018, 8(8): 1355.
- [15] ZHANG N, SHANG W W, CONG S. Dynamic trajectory planning for a spatial 3-DoF cable-suspended parallel robot[J]. **Mechanism and Machine Theory**, 2018, 122: 177-196.
- [16] LI L, XIAO J D, ZOU Y B, *et al.* Time-optimal path tracking for robots a numerical integration-like approach combined with an iterative learning algorithm[J]. **Industrial Robot: The International Journal of Robotics Research and Application**, 2019, 46(6): 763-778.
- [17] ALTUZARRA O, CABALLERO D, CAMPA F J, *et al.* Position analysis in planar parallel continuum mechanisms[J]. **Mechanism and Machine Theory**, 2019, 132: 13-29.
- [18] LIU Q B, SHI W K, CHEN Z Y. Rubber fatigue life prediction using a random forest method and nonlinear cumulative fatigue damage model[J]. **Journal of Applied Polymer Science**, 2020, 137(14): 48519.
- [19] 蒙哥马利 D C. 实验设计与分析[M]. 傅钰生, 等, 第 6 版. 北京: 人民邮电出版社, 2009.  
MONTGOMERY D C. Design and analysis of experiments[M]. FU Yusheng, *et al.*, 6th ed. Beijing: Posts & Telecom Press, 2009.
- [20] CHEN Y S. Multiobjective optimization of complex antenna structures using response surface models[J]. **International Journal of RF and Microwave Computer-Aided Engineering**, 2016, 26(1): 62-71.
- [21] 张春宜, 宋鲁凯, 费成巍, 等. 柔性机构动态可靠性分析的先进极值响应面方法[J]. 机械工程学报, 2017, 53(7): 47-54.  
ZHANG Chunyi, SONG Lukai, FEI Chengwei, *et al.* Advanced extremum response surface method for dynamic reliability analysis on flexible mechanism[J]. **Journal of Mechanical Engineering**, 2017, 53(7): 47-54.

(本文编辑: 石易文)