DOI: 10.3901/JME.2021.01.040

机械式可重复使用压紧释放机构的力学特性分析研究*

秦俊杰¹ 杨帅¹ 何楠² 师志峰³ 李星¹ 赖小明¹ 莫桂冬¹

(1. 北京卫星制造厂有限公司 北京 100094;

2. 中国空间技术研究院 北京 100094;

3. 重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 400044)

摘要: 针对发射过程中载荷需可靠锁定,在轨需解锁移动并再次锁定的需求,提出了一种载荷驱动机械式可重复使用的压紧释放机构,并对其力学特性进行了分析研究。建立了该机构的力学模型,构建了其解锁力与弹簧预紧力之间的关系;基于赫兹接触和弹塑性变形理论,提出了锁定钩—压紧脚弹塑性接触模型,分析了两者在压紧区域发生弹性变形与塑性变形的载荷区间;采用有限元方法,建立了压紧释放机构有限元模型,对其模态、正弦振动和随机振动特性进行了仿真分析,获得了该机构的振动特性及冲击载荷下的动态接触载荷。同时,开展了该机构地面系统级振动与冲击试验。仿真与试验结果表明,所设计的压紧释放机构工作可靠,具有良好的动力学特性,可应用于宇航产品高冲击需重复压紧释放的场合。

关键词: 机械式;可重复使用;压紧释放机构;动力学特性

中图分类号: TG156

Analysis of Mechanical Characteristics of a Mechanical Reusable Hold-down and Release Mechanism

QIN Junjie¹ YANG Shuai¹ HE Nan² SHI Zhifeng³ LI Xing¹LAI Xiaoming¹ MO Guidong¹

(1. Beijing Satellite Manufacturer Co., Ltd., Beijing 100094;

2. China Academy of Space Technology, Beijing 100094;

3. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044)

Abstract: Aiming at the requirement of reliable locking in launching process, unlocking to move and relocking on orbit of the load, a mechanical and reusable hold-down and release mechanism driven by load is proposed. The mechanical characteristics of the mechanism are analyzed. The mechanical model of the mechanism is constructed, the relationship between the unlocking force and the spring preload is established. Based on Hertz contact theory and elastic-plastic deformation theory, an elastic-plastic contact model of locking hook and hold-down foot is proposed, the load range of elastic deformation and plastic deformation of the two parts in the compression area is analyzed. The finite element model of the hold-down and release mechanism is established by using the finite element method, the modal, sinusoidal vibration and random vibration characteristics are simulated and analyzed, the vibration characteristics of the mechanism and the dynamic contact load under the impact load are obtained. At the same time, the ground system level vibration and impact tests of the mechanism are carried out. The results of simulation and test show that the designed mechanism works reliably and has good dynamic characteristics, which can be applied to the occasions of repeated compression and release of aerospace products in high impact.

Key words: mechanical; reusable; hold-down and release mechanism; dynamic characteristics

* 国家自然科学基金资助项目(U1637208)。20191226收到初稿,20200427收到修改稿

0 前言

航天事业中广泛应用各种压紧释放装置。目前应用最多且技术最成熟的是火工品压紧释放装置, 包括爆炸螺栓、钢球螺栓、拔销器、切割器、解锁螺母、包带、火工连接锁、火工分离推杆等^[1]。但由于火工品装置工作时会带来巨大的火工冲击及化学污染, 而且无法重复使用, 在很多新型航天器中已不再适用。非火工品压紧释放装置, 主要类型根据驱动源不同可分为电驱卷轴^[2]、热切割^[3]、聚合物驱动^[4]、形状记忆合金驱动^[5-7]及电磁驱动^[8]等。相比火工品压紧释放装置, 具有低冲击, 无污染, 可重复使用的优点^[9], 但是上述装置均需要激发电源进行触发。

在机械式非火工压紧释放装置的研究方面, 国外 NASA 莱利研究中心在航天飞机搭载的激光雷达在轨技术试验任务中研制了基于弹簧的高精度锁紧关节, 锁紧关节中锁定装置的锁定块在弹簧作用下实现锁定功能, 尽管该锁定关节具有较高的锁定精度, 但其锁定刚度较低, 承载能力较弱, 且无法自主解锁^[10]。国内北京卫星环境工程研究所研制了机械式瞬间泄压机构, 实现了短时间使舱门从关闭状态到 90°开启状态^[11]。北京航空航天大学提出一种通过内置螺杆的预紧力来轴向压紧高功率高速涡轮的锁紧方法^[12], 可以实现可靠压紧, 但不涉及解锁工况。航天五院、航天八院等单位的研究主要集中在基于涡卷弹簧驱动的机械结构锁紧铰链, 同样存在无法自主解锁的问题^[13]。

针对载荷发射上行需要可靠锁定, 在轨需要解锁移动并再次锁定的需求, 提出一种载荷驱动的机械式可重复使用的压紧释放机构, 并对其力学特性进行了分析研究。建立了该机构的力学模型, 构建了其解锁力与弹簧预紧力之间的关系; 基于赫兹接触和弹塑性变形理论, 提出了锁定钩—压紧脚弹塑性接触模型, 分析了两者在压紧区域发生弹性变形与塑性变形的载荷区间; 采用有限元方法, 建立了压紧释放机构有限元模型, 对其模态、静力学、正弦振动和随机振动特性进行了仿真分析, 获得了该机构的振动特性及冲击载荷下的动态接触载荷。同时, 开展了该机构地面系统级振动与冲击试验, 验证了该压紧释放机构的工作可靠性, 良好的动力学特性。结果表明, 该机构可应用于宇航产品高冲击需重复压紧释放的场合。同时, 论文的研究思路可为同类机构的研发工作提供有益的参考。

1 压紧释放机构结构与工作原理

1.1 结构组成

压紧释放机构主要由压紧支座、压紧锁定钩、压紧弹簧、弹簧支座、弹簧力调节螺母、锁定钩铰链、铰链转轴和压紧板组成, 如图 1 所示。图 1 中, 1 为弹簧力调节螺母, 2 为弹簧支座, 3 为压紧锁定钩, 4 为铰链转轴, 5 为锁定钩铰链, 6 为压紧弹簧, 7 为压紧支座, 8 为压紧板。其中, 锁定钩铰链固定安装于压紧支座上, 压紧锁定钩可绕铰链转轴旋转, 压紧弹簧安装于弹簧支座中, 弹簧力调节螺母可对

(a) 压紧释放机构

(b) 压紧锁定钩和压紧板

(c) 机构原理图

图 1 压紧释放机构组成示意图

弹簧的预紧力进行调节, 锁紧状态下, 压紧板的双压紧脚被约束至压紧支座的两个限位槽中。图 1c 所示为压紧释放机构原理图, 1 表示压紧板, 2 表示压紧锁定钩, A 、 B 和 C 表示运动副, 图中弹簧用于设置预紧力, 压紧板水平移动, 与压紧锁定钩在高副 B 接触, 压紧锁定钩绕转动副 A 转动, 使压紧锁定钩分别处于压紧和释放状态。

1.2 压紧释放机构原理

被压紧件与压紧板固定连接, 锁紧状态下, 压紧板的双压紧脚插入至压紧支座的限位槽中, 压紧脚二维平面内的自由度被压紧锁定钩及限位槽所约束。解锁时, 压紧脚沿限位槽长度方向移动, 将压紧锁定钩顶开, 压紧弹簧被压缩, 压紧脚从限位槽中脱出, 再次锁定时, 压紧脚反向移动, 顺着锁定钩的斜面滑入限位槽, 锁定钩在弹簧力作用下将压紧脚再次压紧限位。

2 压紧释放机构力学模型

2.1 解锁力与弹簧预紧力之间的关系

压紧锁定钩的力学模型, 如图 2 所示。图 2 中, F_T 为压紧弹簧对锁定钩的压力; F_N 为压紧脚对锁定钩的压力; F_f 为压紧脚对锁定钩的摩擦力。

图 2 压紧锁定钩的受力示意图

根据力矩平衡, 压紧锁定钩所受力的方程为

$$\begin{cases} F_N \cdot L_1 - F_f \cdot L_2 = F_T \cdot L_3 \\ F_f = \mu F_N \end{cases} \quad (1)$$

则其解锁条件为

$$F_N \cdot L_1 - F_f \cdot L_2 \geq F_T \cdot L_3 \quad (2)$$

由式(2)可得

$$F_T \leq \frac{L_1 - \mu L_2}{L_3} F_N \quad (3)$$

压紧脚的受力模型如图 3 所示。图 3 中, F'_N 为锁定钩对压紧脚的压力, 大小与 F_N 相同; F'_f 为

锁定钩与压紧脚的摩擦力, 大小与 F_f 相同; F_{N1} 为压紧支座对压紧脚的作用力; F_{f1} 为压紧支座与压紧脚的摩擦力; F 为解锁力; θ 为压紧脚斜面角度。

图 3 压紧脚受力分析

根据力平衡, 压紧脚所受力的方程为

$$\begin{cases} F = F'_N \cos(\theta) + F'_f \sin(\theta) - F_{f1} \\ F_{N1} = F'_N \sin(\theta) + F'_f \cos(\theta) \\ F'_f = \mu F'_N \end{cases} \quad (4)$$

由式(4)可得

$$F'_N = \frac{F}{\cos(\theta) + \mu^2 \cos(\theta)} \quad (5)$$

因此, 其解锁条件为

$$F_T \leq \frac{L_1 - \mu L_2}{L_3} F'_N = \frac{L_1 - \mu L_2}{\cos \theta (1 + \mu^2) L_3} F \quad (6)$$

该机构的解锁力 F 设计值为 160 N, 式(6)中各变量取值为 $L_1=29.16$ mm, $L_2=57.25$ mm, $L_3=85$ mm, $\mu=0.1$, $\theta=12^\circ$ 。对应弹簧预紧力 $F_T=45$ N。

2.2 压紧锁定钩与压紧脚弹塑性接触变形计算

为使压紧锁定钩与压紧脚啮合区不发生接触疲劳破坏, 最大接触应力应小于材料的许用接触应力。压紧锁定钩材料选为 3Cr13, 并经过调质处理, 其许用线接触应力为 1 230 MPa, 压紧脚材料选为 9Cr18, 并经过调质处理, 其许用线接触应力为 1 620 MPa。压紧锁定钩与压紧脚的接触状态示意图, 如图 4 所示, 其接触为圆柱面与平面接触形式。因此, 可将压紧锁定钩与压紧脚等效赫兹接触模型考虑为圆柱面-平面接触模型。

图 4 压紧锁定钩与压紧脚接触状态示意图

根据赫兹接触理论, 压紧锁定钩与压紧脚之间的最大接触应力计算表达式为^[14]

$$\sigma_{\max} = 0.418 \sqrt{\frac{PE}{lR}} \quad (7)$$

式中, P 为法向接触载荷, E 为材料弹性模量, l 为啮合线长度, R 为啮合圆弧曲率半径。式(7)中, $P=F_N=162$ N, $E=2.1 \times 10^{11}$ Pa, $l=6.6$ mm, $R=5$ mm, 代入得 $\sigma_{\max}=424.4$ MPa, 远小于压紧锁定钩与压紧脚材料的许用接触应力, 接触疲劳强度满足要求。

同时, 为了确定锁定勾和压紧脚压紧区域发生弹性变形与塑性变形的载荷区间, 将锁定勾和压紧脚结构的材料为弹塑性强化材料, 其变形可采用双线性弹塑性强化材料模型进行计算。总接触变形可以表示为^[15]

$$\delta_{et} = \delta_{ud} + \delta_{ep} \quad (8)$$

式(8)中包括极限弹性接触变形和塑形接触变形。为了确定锁定勾和压紧脚结构的塑性接触变形, 可以使用米塞斯屈服准则, 其表达式为

$$\sigma_{ud} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}k_{ss}} \quad (9)$$

式中, σ_s 表示接触材料的屈服强度, k_{ss} 表示剪切应力与最大接触应力之比, 取 0.3。其极限弹性变形对应的外部载荷表示

$$Q_{ud} = \frac{\pi \zeta l_e \sigma_s^2}{3k_{ss}^2 \sum \rho} \quad (10)$$

式中, ζ 表示弹性模量因子, $\sum \rho$ 表示接触体的曲率和, l_e 表示有效接触长度, Q 表示外加载荷。则其极限弹性接触变形为

$$\delta_{ud} = \frac{2\zeta \sigma_s^2 (1-\nu^2)}{3Ek_{ss}^2 \sum \rho} (0.814 + \ln \frac{4R_1 R_2}{b_{ud}^2}) \quad (11)$$

式中, b_{ud} 为极限接触半宽, 其表达式为

$$b_{ud} = \frac{2\zeta \sigma_s}{\sqrt{3}k_{ss} \sum \rho} \quad (12)$$

则外载荷与总接触变形之间的关系为

$$Q = Q_{ud} + (\delta_{et} - \delta_{ud}) \left(\frac{\partial Q}{\partial \delta_{et}} \right)_{\delta=\delta_{ud}} \quad (13)$$

则塑性接触变形与外力的关系可为

$$\delta_{ep} = \frac{3k_{ss}^2 \sum \rho Q - \pi \zeta l_e \sigma_s^2}{3k_{ss}^2 \sum \rho \left(\frac{\partial Q}{\partial \delta_{et}} \right)_{\delta=\delta_{ud}}} \quad (14)$$

2.3 动力学特性分析

为了分析压紧释放机构的振动特性, 论文开展了该机构的模态、正弦振动和随机振动分析。

2.3.1 压紧释放机构模态特性分析

压紧释放机构的前 6 阶约束模态频率分别为 285.8 Hz、437.59 Hz、842.65 Hz、1 013.3 Hz、1 347.2 Hz 和 1 598.3 Hz。该机构的前 2 阶模态振型表现为压紧锁定钩与压紧脚的振动形态, 如图 5 所示。其中, 压紧释放机构第一阶模态振型为竖向摆动, 会引起锁定钩与压紧脚斜面相互滑动, 加剧磨损; 第二阶模态振型为前后摆动, 力学振动响应会引起锁定钩脱离压紧脚斜面, 并敲击压紧脚斜面, 力学振动响应足够大的情况下, 可能会引起锁定钩与压紧脚啮合区接触应力过载。

图 5 前 2 阶模态振型

2.3.2 碰撞载荷分析

在压紧释放机构工作过程中,压紧锁定钩与压紧脚之间相对运行,从而发生冲击碰撞,可能导致两者之间的接触区域发生塑性变形,最终影响机构的正常工作。因此,根据机构的工作特性,开展了该机构正弦振动和随机振动分析,获取分析工况下压紧锁定钩与压紧脚之间的碰撞载荷。压紧脚与被压紧件的重量合计为 2.8 kg,正弦振动和随机振动边界输入条件如表 1 和表 2 所示。正弦振动加载频率范围为 5~100 Hz,在 5~10 Hz 区间内,在 X、Y 和 Z 方向的输入幅值量级为 13.4 mm,在 10~100 Hz 区间内,在 X、Y 和 Z 方向的输入幅值量级为 5.4g~17g。随机振动加载频率范围为 20~2 000 Hz,在 X、Y 和 Z 方向的输入幅值量级为 $0.02\text{ g}^2/\text{Hz}$ ~ $0.12\text{ g}^2/\text{Hz}$ 。正弦振动加载工况下,压紧释放机构在 X、Y 和 Z 向的加速度响应值,如图 6 所示。图 6 表明,在 X 向加载工况下,压紧脚和锁定钩最大综合加速度响应分别为 4.56 g 和 3.83 g;在 Y 向加载工况下,压紧脚和锁定钩最大综合加速度响应分别为 31.47 g 和 10.25 g;在 Z 向加载工况下,压紧脚和锁定钩最大综合加速度响应分别为 20.14 g 和 18.04 g。在 X、Y 和 Z 向分别加载工况下,计算得到最大碰撞接触力分别为 125.13 N, 863.54 N 和 552.64 N。

表 1 正弦振动边界条件

频率/Hz	量级		
	X 向	Y 向	Z 向
5~10	13.4 mm	13.4 mm	13.4 mm
10~15	5.4 g	5.4 g	5.4 g
15~45	14 g	14 g	13 g
45~75	17 g	17 g	15 g
75~100	11 g	11 g	7.5 g

表 2 随机振动边界条件

频率/Hz	量级	总均方根加速度值	加载方向
20	$0.02\text{ g}^2/\text{Hz}$		
20~50	+3 dB/oct		
50~150	$0.05\text{ g}^2/\text{Hz}$		
150~200	+9 dB/oct	11.8g	X、Y、Z
200~800	$0.12\text{ g}^2/\text{Hz}$		
800~2 000	-6 dB/oct		
2 000	$0.02\text{ g}^2/\text{Hz}$		

表 3 冲击边界条件

频率/Hz	响应加速度	方向	试验次数
100~500	8 dB/oct	X、Y、Z	每轴一次
500~3 000	750g

(a) X方向加载的加速度响应

(b) Y方向加载的加速度响应

图 6 正弦振动工况下，压紧释放机构的加速度响应

压紧释放机构在 X 、 Y 和 Z 向随机振动加载下的加速度响应值，分别如表 4~6 所示。随机振动计算结果表明，在 X 向加载工况下，压紧脚和锁定钩的最大加速度响应分别为 31.67 g 和 35.57 g ；在 Y 向加载工况下，压紧脚和锁定钩的最大加速度响应分别为 17.74 g 和 19.12 g ；在 Z 向加载工况下，压紧脚和锁定钩的最大加速度响应分别为 16.16 g 和 17.44 g 。在 X 、 Y 和 Z 向分别加载工况下，计算得到压紧脚和锁定钩之间的最大碰撞接触力分别为 869.02 N 、 486.79 N 和 443.43 N 。

表 4 X 方向加载的加速度响应

测点	位置	方均根		
		X	Y	Z
1	锁定钩	8.326 5 g	12.633 9 g	35.568 0 g
2	压紧脚	9.467 2 g	5.981 1 g	31.669 7 g

表 5 Y 方向加载的加速度响应

测点	位置	方均根		
		X	Y	Z
1	锁定钩	4.273 0 g	9.860 4 g	19.122 3 g
2	压紧脚	8.763 7 g	9.911 0 g	17.736 3 g

表 6 Z 方向加载的加速度响应

测点	位置	方均根		
		X	Y	Z
1	锁定钩	5.512 5 g	3.478 8 g	17.435 1 g
2	压紧脚	11.047 1 g	8.351 5 g	16.162 7 g

2.3.3 压紧锁定钩与压紧脚弹塑性载荷分析

压紧脚选取材料为 9Cr18，压紧锁定钩选取材料为 3Cr13，压紧锁定钩与压紧脚的啮合线长度为 6.6 mm ，锁定钩啮合圆弧曲率半径为 5 mm 。压紧锁定钩与压紧脚之间的弹塑性变形载荷区间计算结果，如图 7 所示。当接触载荷为 $0\sim 970\text{ N}$ 的范围内时，压紧锁定钩与压紧脚之间的变形为弹性变形，当压紧锁定钩与压紧脚之间的径向载荷大于 970 N 时，产生塑性变形。

图 7 压紧锁定钩与压紧脚弹塑性载荷区间

正弦振动和随机振动工况下压紧机构的力载碰撞载荷及结构承载性能分析结果显示，压紧锁定钩和压紧脚在 X 、 Y 和 Z 向正弦及随机振动加载工况下最大的碰撞接触力为 869.02 N ，小于结构塑性变形对应的接触载荷 970 N ，因此，压紧锁定钩和压紧脚在其接触区不会发生塑性变形，表明所设计机构工作可靠，且具有良好的动力学特性。

3 试验验证

为了进一步验证所设计机构工作可靠，且具有良好的动力学特性，研制了压紧释放机构试验件，并随系统开展了 X 、 Y 和 Z 三个方向的正弦、随机振动试验及冲击试验。压紧释放机构与系统的连接关系如图 8 所示，试验件及系统试验状态如图 9、10 所示。

图 8 压紧释放机构与系统关系示意

图 9 压紧释放机构试验件

图 10 系统级力学试验

正弦振动、随机振动及冲击试验获得的试验量级图，如图 11~13 所示。图 11~13 显示，在试验过程中振动及冲击输出的量级均在试验要求范围内，满足试验频谱要求，表明试验过程有效。在试验过程中对被压紧的试验件进行了监测，未出现压

紧结合面分离。试验结束后，对压紧释放机构进行了状态检查，被压紧件压紧状态良好。试验结果表明，力学振动及冲击环境下，压紧释放机构可实现有效压紧，力学试验后，对压紧释放机构进行解锁、锁定操作，压紧释放机构可正常解锁并实现再次锁定，对解锁力进行了测试，力学前后解锁力测试结果，如图 14 所示。图 14 中的解锁力测试结果显示，力学前后压紧释放机构解锁力没有明显变化，验证了所设计机构工作可靠，且具有良好的动力学特性。

图 11 正弦振动试验量级图

图 12 随机振动试验量级图

图 13 冲击试验量级图

图 14 试验前后机构的解锁力

4 结论

(1) 本文研制了一种载荷驱动机械式可重复使用的压紧释放机构, 设计了该机构的关键功能部件, 建立了机构的解锁条件, 提出了压紧释放机构力学模型, 对静态接触应力进行了分析, 获得了压紧锁定钩与压紧脚弹塑性载荷区间; 并结合有限元分析方法, 对压紧释放机构的振动特性及正弦、随机振动下的碰撞载荷进行了分析, 获得了该机构关键部件的碰撞载荷。

(2) 基于理论分析结果, 制作了压紧释放机构试验件, 设计了该机构的功能性能及力学试验验证方法。

(3) 研制的压紧释放机构试验件通过了正弦、随机振动及冲击试验, 表明所提出的机械式压紧释放机构具有较好的动力学特性, 该机构可用于宇航产品高冲击需重复压紧释放的场合。

参 考 文 献

- [1] 杨建中, 王文龙. 航天器连接分离装置技术[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2019.
YANG Jianzhong, WANG Wenlong. Spacecraft connection and separation device technology[M]. Beijing: China Aerospace Press, 2019.
- [2] 陈烈民. 航天器结构与机构[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2005.
CHEN Liemin. Spacecraft structures and mechanisms[M]. Beijing: Science and Technology of China Press, 2005.
- [3] 蔡逢春, 孟宪红. 用于连接和分离的非火工装置[J]. 航天返回与遥感, 2005, 26(4): 50-55.
CAI Fengchun, MENG Xianhong. Non-pyrotechnic device for joining and separating[J]. Spacecraft Recovery & Remote Sensing, 2005, 26(4): 50-55.
- [4] 赵寒星, 兰鑫, 刘立武, 等. 基于形状记忆聚合物复合材料的无冲击锁紧释放机构的设计[C]// 2018 年全国固体力学学术会议, 哈尔滨, 2018: 1.
ZHAO Hanxing, Lan Xin, LIU Liwu, et al. Design of impact-free locking release mechanism based on shape memory polymer composites[C]// 2018 National Conference on Solid Mechanics, Harbin, 2018: 1.
- [5] LUCY M, HARDY R, KIST E, et al. Report on alternative devices to pyrotechnics on spacecraft[R]. AIAA/USU, 1996.
- [6] PEEFFER A. Development and transition of low-shock spacecraft release devices for small satellites[C]// 14th Annual AIAA/USU Conference on Small Satellites, 2000: 1-9.
- [7] 高滨. 形状记忆合金在航天器分离结构上的应用[J]. 航天返回与遥感, 2005, 26(1): 48-52.
GAO Bin. Shape memory alloys and their application to aerospace separation mechanisms[J]. Spacecraft Recovery & Remote Sensing, 2005, 26(1): 48-52.
- [8] 刘强, 房建成, 韩邦成, 等. 磁悬浮飞轮用可重复电磁锁紧装置的设计与试验[J]. 机械工程学报, 2012, 48(8): 12-20.
LIU Qiang, FANG Jiancheng, HAN Bangcheng, et al. Design and experiment of repeated electromagnetic locking device for magnetic bearing flywheel[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(8): 12-20.
- [9] 白志富, 果琳丽, 陈岱松. 新型非火工星箭连接分离技术[J]. 导弹与航天运载技术, 2009, 38(1): 31-37.
BAI Zhifu, GUO Linli, CHEN Daisong. Late-model non-pyrotechnic devices for separation of satellite-launching vehicle[J]. Missile and Space Vehicle, 2009, 38(1): 31-37.
- [10] PHELPS J E. Fabrication and assembly of high-precision hinge and latch joints for deployable optical instruments[R]. Washington: NASA, 1999.
- [11] 韩潇, 冷巍, 吕世增, 等. 面向快速泄压环境模拟的瞬间泄压机构设计[J]. 航天器环境工程, 2019(4): 387-392.
HAN Xiao, LENG Wei, LÜ Shizeng, et al. Design of fast-pressure-relief mechanism for fast-pressure-relief environment simulation equipment[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2019, 36(4): 387-392.
- [12] 董宝田, 王坤, 韩邦成, 等. 高速磁悬浮鼓风机涡轮锁紧装置设计分析及验证[J]. 机械工程学报, 2019, 55(3): 154-161.
DONG Baotian, WANG Kun, HAN Bangcheng, et al. High-speed Maglev blower turbine locking device design analysis and experiment research[J]. Journal of

- Mechanical Engineering, 2019, 55(3): 154-161.
- [13] 王劲. 基于弹簧预紧的高刚度回转铰链锁紧装置研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- WANG Jin. Study of high stiffness rotary hinge locking mechanism based on preload spring[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012.
- [14] 成大先. 机械设计手册(第五版)第 1 卷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- CHENG Daxian. Hand book of mechanical design (the fifth version) Vol.1[M]. Beijing : Chemical Industry Press, 2007.
- [15] LIU Jing, SHI Zhifeng, SHAO Yimin. A numerical investigation of the plastic deformation at the spall edge for a roller bearing[J]. Engineering Failure Analysis, 2017, 80: 263-271.
-
- 作者简介:** 秦俊杰, 男, 1987 年出生。主要研究方向为宇航结构机构产品设计。
E-mail: qinjunjie529@163.com
- 莫桂冬(通信作者), 男, 1982 年出生。主要研究方向为宇航结构机构产品设计。
E-mail: moguidong@126.com