

# 空间制冷机被动隔振装置设计及仿真<sup>\*</sup>

朱琛<sup>1</sup> 周徐斌<sup>1</sup> 朱清煜<sup>2</sup> 应敏晓<sup>1</sup> 谢溪凌<sup>3</sup> 刘兴天<sup>1†</sup>

(1. 上海卫星工程研究所 航天装备微振动环境模拟工程技术中心, 上海 210016)

(2. 上海航天技术研究院, 上海 201109)

(3. 上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240)

**摘要** 遥感卫星的发展让空间制冷机的应用愈发广泛, 制冷机在为探测器提供所需温度环境的同时也带来了微振动干扰, 严重时会影响探测器性能, 因此, 需要对制冷机的微振动进行抑制. 基于松弛型阻尼器和三点均布支撑的布局形式, 设计了制冷机被动隔振装置, 分析了装置的隔振性能, 对比了动力学模型和有限元模型的传递特性. 研究表明, 所设计的被动隔振装置对制冷机主频、二倍频、三倍频隔振效率分别达到 90%、95%、97%, 本文对空间制冷机的被动隔振装置工程设计具有参考意义.

**关键词** 微振动, 松弛型阻尼, 空间制冷机, 被动隔振, 传递率

中图分类号: U482.2

文献标志码: A

## Design and Simulation of Passive Vibration Isolation Device for Spaceborne Cryocooler<sup>\*</sup>

Zhu Chen<sup>1</sup> Zhou Xubin<sup>1</sup> Zhu Qingyu<sup>2</sup> Ying Minxiao<sup>1</sup> Xie Xiling<sup>3</sup> Liu Xingtian<sup>1†</sup>

(1. Engineering and Technology Center of Aerospace Equipment Micro-vibration Environment Simulation, Shanghai Institute of Satellite Engineering, Shanghai 210016, China)

(2. Shanghai Academy of Spaceflight Technology, Shanghai 201109, China)

(3. State Key Laboratory of Mechanical Systems and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract** The development of remote sensing satellites has made the application of spaceborne cryocooler widespread. The cryocooler provides the required temperature environment for the detector, but brings micro-vibration interference which will affect the performance of detector. Therefore, it is necessary to suppress the micro-vibration of cryocooler. In this paper, a passive vibration isolation device for cryocooler is designed based on relaxation damper and layout of three-point uniform support, and the isolation performance of the device is analyzed. The transfer characteristics of dynamic model and finite element model are compared. The result shows that the vibration isolation efficiency of the designed passive vibration isolation device for the main frequency, double frequency and triple frequency can achieve 90%, 95% and 97%. This paper can provide significant reference for designing such kind of passive vibration isolation device for spaceborne cryocooler.

**Key words** micro-vibration, relaxation type damping, spaceborne cryocooler, passive isolator, transmissibility

## 引言

随着遥感卫星的快速发展,光学载荷的探测精度及成像精度要求越来越高,对微振动环境也提出了更高的要求<sup>[1-4]</sup>.空间制冷机为红外探测器和低温镜头提供超低温环境,但由于制冷机压缩机内部存在多个运动部件,工作时不可避免地输出干扰力.为保障敏感载荷在轨正常工作,需对空间制冷机进行微振动抑制<sup>[5]</sup>.

国内外学者对空间制冷机的微振动抑制进行了大量研究. Park 等<sup>[6]</sup>设计了用于空间制冷机的一款双线圈-弹簧被动隔振装置,并验证了该装置的微振动抑制效果. Shigeto 等<sup>[7]</sup>针对斯特林制冷机提出了一种主动控制方法,在不影响制冷性能的前提下实现了良好的振动抑制效果. Oh 等<sup>[8]</sup>设计了一款弹簧橡胶隔振装置,通过螺旋弹簧来抑制在轨微振动,橡胶则提供大阻尼保证制冷机结构在主动段不受损坏. 国内方面,倪贤灿等<sup>[9]</sup>针对斯特林制冷机设计了柔性弹簧动力吸振器,并进行了扫频试验,验证了振动抑制性能. 王嘉登等<sup>[10]</sup>设计了多自由度制冷机隔振装置,并进行仿真分析和试验验证. 刘宝禄等<sup>[11]</sup>针对脉冲管制冷机研发了主动段在轨两用橡胶隔振器,并进行了力学承载试验和微振动抑制试验. 李娟等<sup>[12]</sup>提出基于延迟补偿修正 filter-X 结构和仿射投影算法提出了自适应主动振动抑制系统,主动控制效果较好. 黄燕等<sup>[13]</sup>分析了制冷机微振动影响的主要因素和整机隔振理论,采用隔振弹簧进行隔振,有效降低了制冷机微振动. 张东风<sup>[14]</sup>采用两自由度系统对压缩机进行建模,研究了制冷机压缩机微振动的产生机理. 张继宇<sup>[15]</sup>总结了制冷机压缩机微振动产生原理、抑制方程和控制办法,并通过试验验证将斯特林制冷机微振动降低 40% 以上.

针对空间制冷机的微振动抑制问题,结合昆虫体液减振和三足稳定结构,提出了基于松弛型阻尼器和三点均布支撑布局形式的制冷机被动隔振装置. 该隔振装置由三个松弛型阻尼器组成,可兼顾低频共振峰和低频隔振性能. 建立了制冷机-隔振装置的动力学模型和有限元模型,对该装置的传递特性进行分析. 对比了动力学模型理论解和有限元模型数值解的传递特性.

## 1 动力学特性

### 1.1 力传递率

空间制冷机被动隔振装置如图 1 所示,该装置由上、下平台和三个均布的松弛型阻尼器组成,制冷机组件安装在上平台上.

将隔振装置简化为图 2 所示的模型<sup>[16]</sup>. 将松弛型阻尼器简化为弹簧-阻尼单元. 定义上平台局部坐标系、下平台局部坐标系和全局惯性坐标系分别为  $Px_p y_p z_p$ 、 $Bx_b y_b z_b$  和  $Gxyz$ ; 制冷机组件综合质心处坐标系为  $Oxyz$ .

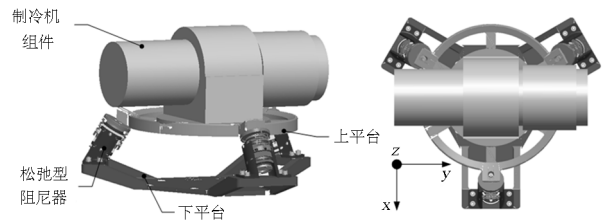


图 1 空间制冷机被动隔振装置

Fig. 1 Passive vibration isolation device for spaceborne Cryocooler

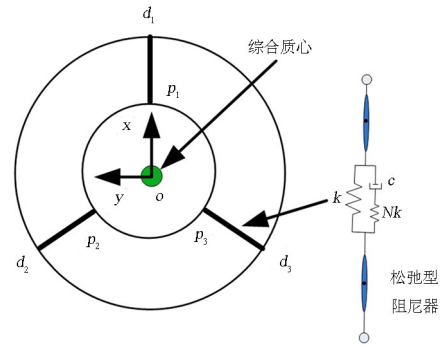


图 2 隔振装置结构简图

Fig. 2 Schematic diagram of vibration isolation device

以下符号被用于系统建模中:  $t_p$  为上平台质心在  $G$  系中的位置矢量;  $p_i$  为上平台各铰点在  $p$  系中的位置矢量;  $b_i$  为下平台各铰点在  $B$  系中的位置矢量;  $t_i$  为各支腿在  $G$  系下的矢量;  $R_0$  为上平台和质量负载的综合质心在  $p$  系中的位置矢量;  $\omega_p$ 、 $\alpha_p$  为上平台角速度、角加速度;  $\omega_b$ 、 $\alpha_b$  为下平台角速度、角加速度;  $I_p$  为上平台和制冷机组件在  $G$  系中的惯量矩阵.

使用 Newton-Euler 法可得上平台动力学方程:

$$\begin{cases} -m_0 \ddot{q}_c + m_0 g + R_p^G R_o^p F_{mac} - \sum_{i=1}^N F_{si} = 0 \\ m_0 R \times g - m_0 R \times \dot{q}_c + R_p^G R_o^p M_{mac} + \\ R_p^G R_o^p R \times F_{mac} - I_p \alpha_p - \omega_p \times I_p \omega_p - \\ \sum_{i=1}^N t_{pi} \times F_{si} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中,  $\dot{\mathbf{q}}_c$  为上平台和制冷机的质心在  $\{G\}$  系中的加速度;  $\mathbf{R}$  为上平台和制冷机的质心在  $\{P\}$  系中的位置矢量;  $\mathbf{I}_p$  为上平台和制冷机的质心在  $\{G\}$  系中的惯量矩阵。

上支腿作用在上平台的作用力  $\mathbf{F}_i$  为:

$$\begin{cases} \mathbf{F}_i = -k_i(L_i - l_{i0})\boldsymbol{\tau}_i - c_i\dot{x}_{di}\boldsymbol{\tau}_i \\ c_i\dot{x}_{di} + N_i k_i x_{di} = N_i k_i(L_i - l_{i0}) \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $x_{di}$  为第  $i$  个阻尼器中和与阻尼单元串联的弹簧单元压缩量。

对式(2)进行拉氏变换, 化简得:

$$\mathbf{F}_i = -\frac{[N_i k_i^2 + c_i k_i(N_i + 1)s]}{(N_i k_i + c_i s)}(\mathbf{J}_{pi}\mathbf{x}_p - \mathbf{J}_{bi}\mathbf{x}_b) \quad (3)$$

其中:

$$\mathbf{J}_{pi} = [\boldsymbol{\tau}_i \boldsymbol{\tau}_i^T \quad -\boldsymbol{\tau}_i \boldsymbol{\tau}_i^T \tilde{\mathbf{p}}_i]$$

$$\mathbf{J}_{bi} = [\boldsymbol{\tau}_i \boldsymbol{\tau}_i^T \quad -\boldsymbol{\tau}_i \boldsymbol{\tau}_i^T \tilde{\mathbf{b}}_i]$$

$$\mathbf{x}_p = [\mathbf{t}_p^T \quad \boldsymbol{\theta}_p^T]^T$$

$$\mathbf{x}_b = [\mathbf{t}_b^T \quad \boldsymbol{\theta}_b^T]^T$$

联立式(1)和式(3), 得到隔振装置的动力学方程:

$$\begin{aligned} & (N_i k_i + c_i s) \mathbf{M}_p \ddot{\mathbf{x}}_p + \mathbf{C}_p \dot{\mathbf{x}}_p + \mathbf{K}_p \mathbf{x}_p \\ & = (N_i k_i + c_i s) \mathbf{M}_b \ddot{\mathbf{x}}_b + \mathbf{C}_b \dot{\mathbf{x}}_b + \mathbf{K}_b \mathbf{x}_b + \\ & (N_i k_i + c_i s) \mathbf{U} \end{aligned} \quad (4)$$

其中:

$$\mathbf{M}_p = \begin{bmatrix} m_0 \mathbf{E}_3 & -m_0 \tilde{\mathbf{R}} \\ m_0 \tilde{\mathbf{R}} & \mathbf{I}_p - m_0 \tilde{\mathbf{R}} \tilde{\mathbf{R}} \end{bmatrix} +$$

$$\sum_{i=1}^N \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{pi} & -\mathbf{Q}_{pi} \tilde{\mathbf{t}}_{pi} \\ \tilde{\mathbf{t}}_{pi} \mathbf{Q}_{pi} & -\tilde{\mathbf{t}}_{pi} \mathbf{Q}_{pi} \tilde{\mathbf{t}}_{pi} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{C}_p = \sum_{i=1}^N c_i k_i (N_i + 1) \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{pi} \\ \tilde{\mathbf{t}}_{pi} \mathbf{J}_{pi} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{K}_p = N_i k_i^2 \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{pi} \\ \tilde{\mathbf{t}}_{pi} \mathbf{J}_{pi} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{M}_b = \sum_{i=1}^N \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{bi} & -\mathbf{Q}_{bi} \tilde{\mathbf{t}}_{bi} \\ \tilde{\mathbf{t}}_{bi} \mathbf{Q}_{bi} & -\tilde{\mathbf{t}}_{bi} \mathbf{Q}_{bi} \tilde{\mathbf{t}}_{bi} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{K}_b = \sum_{i=1}^N N_i k_i^2 \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{bi} \\ \tilde{\mathbf{t}}_{bi} \mathbf{J}_{bi} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{C}_b = \sum_{i=1}^N c_i k_i (N_i + 1) \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{bi} \\ \tilde{\mathbf{t}}_{bi} \mathbf{J}_{bi} \end{bmatrix}.$$

由此, 给出隔振装置的参数、基础激励、干扰力和干扰力矩, 代入方程(4), 可得隔振装置上平台的响应。

三点均布支撑布局形式的制冷机被动隔振装置的布局形式及阻尼器结构参数对隔振性能有较大影响, 特别是其布置角度引起不同的等效阻尼。为在各方向均能兼顾制冷机在主频处隔振性能和低频共振峰放大抑制性能, 选择将 3 个阻尼器  $45^\circ$  斜装在下平台上, 在  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  方向均存在等效阻尼。

对于阻尼器来说, 刚度决定了系统隔振的起始频率, 而阻尼则决定了共振放大倍数。增大阻尼虽然可以降低共振放大倍数, 但同时也会降低在高频区的隔振性能<sup>[17]</sup>。而松弛型阻尼器能够克服以上矛盾, 在共振处刚度与阻尼配合得当, 能获得大阻尼从而提供共振抑制能力, 同时对于高频振动也具有较好的抑制效果。考虑到液体阻尼器阻尼性能良好, 结构简单, 故选择液体阻尼的形式实现阻尼性能。液体阻尼工作原理如图 3, 当阻尼腔体受力时推动阻尼液体在两个阻尼腔体内来回流动, 阻尼液经阻尼孔剪切力做功消耗振动能量产生阻尼效果, 因此, 仅在液体流动方向产生阻尼。

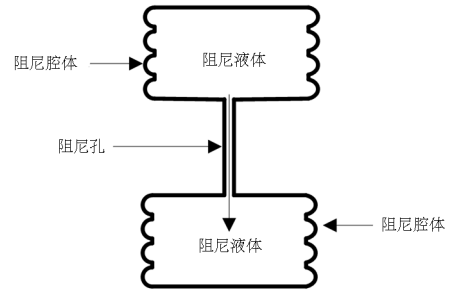


图 3 液体阻尼原理  
Fig. 3 Principle of liquid damping

本文研究的制冷机质量为 12kg, 主频为 60Hz。制冷机及被动隔振装置主要参数见表 1 和表 2。

表 1 制冷机主要参数  
Table 1 Main parameter of cryocooler

参数	数值
制冷机主频/Hz	60
制冷机压缩机质量/kg	12
$I_x / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.072
$I_x / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.014
$I_x / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.072

表2 被动隔振装置主要参数

Table 2 Main parameter of Passive isolation device

参数	数值
被动隔振装置高度/mm	94
被动隔振装置外径/mm	360
被动隔振装置质量/kg	2.5
阻尼器倾角/ $^{\circ}$	45
阻尼器主刚度/(N/mm)	30
阻尼器阻尼系数/(N·s/m)	2000
阻尼器刚度比	3

## 1.2 固有频率分析

根据系统自由振动方程:

$$N_i k_i \mathbf{M}_p \ddot{\mathbf{x}}_p + \mathbf{K}_p \mathbf{x}_p = 0 \quad (5)$$

式(5)中,  $\mathbf{K}_p$  为系统的刚度矩阵,  $N_i k_i \mathbf{M}_p$  为质量矩阵, 求解式(5)得到制冷机—隔振装置系统前6阶固有频率理论解见表3.

表3 前六阶固有频率理论解

Table 3 Theoretical solution of sixth order frequency

阶数	1	2	3	4	5	6
理论解/Hz	7.1	7.8	9.0	11.8	13.2	15.6

## 2 有限元仿真

### 2.1 模态分析

建立了如图4所示的制冷机被动隔振装置的有限元模型, 进行模态分析. 有限元仿真结果所得数值解与1.2中理论解对比见图5, 吻合较好.

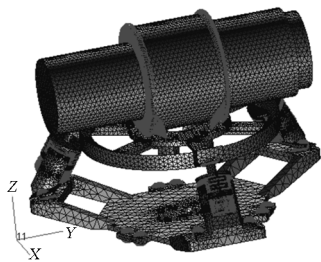


图4 制冷机被动隔振装置有限元模型

Fig. 4 Finite element model of cryocooler passive isolation device

### 2.2 隔振效率分析

对有限元模型进行频响分析, 在下支架底部中心位置施加5~200Hz的加速度激励, 求解制冷机质心处的响应, 得到隔振装置的传递率仿真解. 与1.1

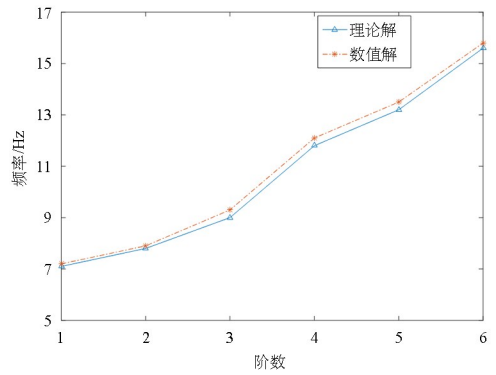
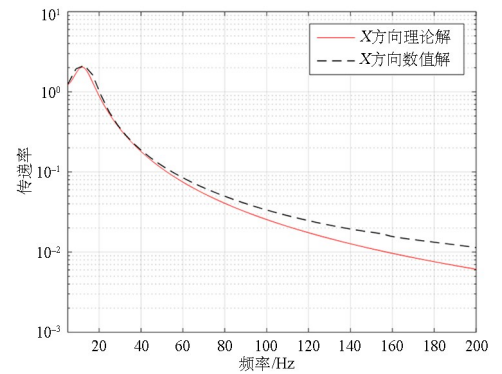


图5 隔振装置固有频率理论解与数值解对比

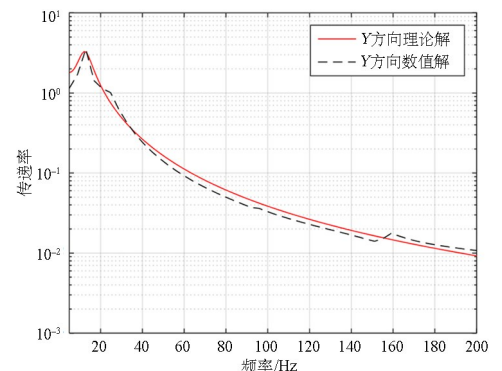
Fig. 5 Comparison of theoretical and numerical solution of vibration device frequency

中所求动力学模型中所得数值解进行对比, 数值解与仿真解在低频段吻合较好, 高频段数值解略优于仿真解. 这是因为质心与刚度中心不重合导致在XY方向存在耦合现象, 动力学模型未考虑到这一点; 在Z方向的高频隔振效果差异则是由于高阶模态引起的.

制冷机被动隔振装置3个平动方向的隔振性能总结在表4中, 在主频处隔振效率达90%以上, 二倍频处隔振效率达95%以上, 三倍频处隔振效率达97%以上, 隔振性能良好. 3个方向在共振峰处放大倍数均不超过3倍, 阻尼性能良好.

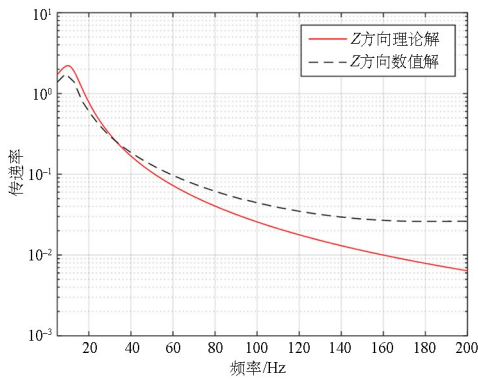


(a) X方向传递率理论解与数值解对比



(b) Y方向传递率理论解与数值解对比

(b) Comparison of theoretical and numerical solution of vibration device transmissibility in the Y direction



(c) Z方向传递率理论解与数值解对比  
(c) Comparison of theoretical and numerical solution of vibration device transmissibility in the Z direction

图 6 隔振装置传递率理论解与数值解对比

Fig. 6 Comparison of theoretical and numerical solution of vibration device transmissibility

表 4 制冷机隔振装置平动方向隔振效率

Table 4 Vibration isolation efficiency of cryocooler passive isolation device in translational direction

方向	60Hz	120Hz	180Hz
理论解 X	92.5%	98.3%	99.2%
理论解 Y	90.0%	97.3%	98.8%
理论解 Z	92.7%	98.2%	99.2%
数值解 X	91.6%	97.5%	98.6%
数值解 Y	90.8%	97.7%	98.7%
数值解 Z	90.4%	96.5%	97.3%

### 3 结论

本文针对空间制冷机微振动干扰问题,提出了基于松弛型阻尼器和三点均布支撑布局形式的制冷机被动隔振装置,并进行动力学建模和有限元仿真分析,对比了动力学模型和有限元模型的传递特性。研究表明,所设计的被动隔振装置对制冷机主频、二倍频、三倍频处隔振效率分别达到 90%、95%、97% 以上。本文对空间制冷机的被动隔振装置工程设计具有参考意义。

### 参考文献

[1] 王博. 微振动对空间相机成像影响分析 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2015.  
WANG B. Analysis of micro-vibration impact on space camera imaging [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2015. (in Chinese)

[2] 任善永, 楚中毅. 带挠性伸杆机构小卫星的复合振动

控制王博. 微振动对空间相机成像影响分析 [J]. 动力学与控制学报, 2013, 11(38): 79-83

Ren Y S, Chu Z Y. Composite vibration control method for small satellite with flexible booms [J]. Journal of Dynamics and Control, 2013, 11(38): 79-83. (in Chinese)

[3] 孟光, 董瑶海, 周徐斌, 等. 风云四号卫星微振动抑制和试验技术研究 [J]. 中国科学(物理学 力学 天文学), 2019, 49(2): 70-80.  
MENG G, DONG Y H, ZHOU X B, et al. Research on micro-vibration control and testing of FY-4 meteorological satellite [J]. Scientia Sinica (Physica, Mechanica & Astronomica), 2019, 49(2): 70-80. (in Chinese)

[4] 武永见, 范俊杰, 崔世程, 等. 高分辨率可见与红外一体遥感相机制冷机微振动分析及抑制 [J]. 光学与光电技术, 2022, 05(17): 119-125.  
WU Y J, FAN J J, CUI S C, et al. Micro-vibration analysis and inhibition of refrigeration for visible-infrared integrate space camera [J]. Optics & Optoelectronic Technology, 2022, 05(17): 119-125. (in Chinese)

[5] 刘兴天, 孔祥森, 申军烽, 等. 卫星遥感微振动隔离用液体阻尼隔振器 [J]. 光学精密工程, 2017, 25(9): 2448-2453.  
LIU X T, KONG X S, SHEN J F, et al. Vibration isolator with relaxation type damping for micro-vibration isolation from satellite remote sensors [J]. Optics and Precision Engineering, 2017, 25(9): 2448-2453. (in Chinese)

[6] PARK Y H, JO M S, LEE E S, et al. Performance enhancement of spaceborne cooler passive launch and on-orbit vibration isolation system [J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2020, 2020: 6017957.

[7] SHIGETO S, TANAKA K, SATO Y, et al. Evaluation method for effect of active vibration control on cooling performance of Stirling cooler [J]. Cryogenics, 2021, 117: 103308.

[8] OH H U, LEE K J, JO M S. A passive launch and on-orbit vibration isolation system for the spaceborne cryocooler [J]. Aerospace Science and Technology, 2013, 28(1): 324-331.

[9] 倪贤灿, 陈曦, 凌飞, 等. 自由活塞斯特林制冷机动力吸振器设计及实验研究 [J]. 真空与低温, 2021, 02(27): 82-89.  
NI C X, CHEN X, LING F, et al. Design and ex-

- perimental reserch on the dyanmic absorber of free piston stirling cooler [J]. Vacuum & Cryogenics, 2021, 02(27):82-89. (in Chinese)
- [10] 王嘉登, 许银生, 刘雪瑞, 等. 星载制冷机隔振装置的设计与实验研究 [J]. 噪声与振动控制, 2021, 41(1): 194-198+219.  
WANG J D, XU Y S, LIU X R, et al. Design and experimental investigation of the vibration isolation device for a spaceborne cryocooler [J]. Noise and Vibration Control, 2021, 41(1): 194-198+219. (in Chinese)
- [11] 刘宝禄, 张宏, 许明明, 等. 基于橡胶隔振器的脉冲管制冷机微振动抑制研究 [J]. 航天器环境工程, 2023, 40(5): 501-508.  
LIU B L, ZHANG H, XU M M, et al. Research on micro-vibration suppression for pulse tube cryocooler based on rubber isolator [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2023, 40(5): 501-508. (in Chinese)
- [12] 李娟, 周吉. 斯特林制冷机自适应主动振动抑制算法研究 [J]. 低温技术, 2018, 24(4): 283-286.  
LI J, ZHOU J. Reserch on adaptive active vibration for stirling cryocooler [J]. Cryogenics, 2018, 24(4):283-286. (in Chinese)
- [13] 黄燕, 王正, 张铠. 分置式斯特林制冷机微振动抑制技术研究 [J]. 低温与超导, 2021, 49(5): 14-18+24.  
HUANG Y, WANG Z, ZHANG K. Study on the micro vibration suppression technology of the split Stirling cryocooler [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2021, 49(5): 14-18+24. (in Chinese)
- [14] 张东风. 空间机械制冷机微振动机理研究 [D]. 廊坊: 北华航天工业学院, 2020.  
ZHANG D F. Study on micro-vibration mechanism of space mechanical refrigerator [D]. Langfang: North China Institute of Aerospace Engineering, 2020. (in Chinese)
- [15] 张继宇, 范仙红. 斯特林制冷机压缩机微振动抑制方法 [J]. 低温与超导, 2018, 46(7): 17-21.  
ZHANG J Y, FAN X H. Investigation of micro-vibration from compression engine of Stirling coolers [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2018, 46(7): 17-21. (in Chinese)
- [16] 孔嘉祥, 王博洋, 刘铸永, 等. 带 Stewart 平台的航天器刚柔耦合动力学建模与仿真分析 [J]. 动力学与控制学报, 2022, 20(93):79-87  
KONG J X, Wang B Y, Liu Z Y. Rigid-flexible dynamic moeling and simulation of Stewart platform spacecraft [J]. Journal of Dynamics and Control, 2022, 20(93):79-87. (in Chinese)
- [17] 阮子悦, 邢海军, 卢学礼. 分段阻尼隔振系统的动力学特性分析 [J]. 动力学与控制学报, 2023, 21(5): 44-52.  
RUAN Z Y, XING H J, LU X L. Dynamic characteristic analysis of a piecewise damping vibration isolation system [J]. Journal of Dynamics and Control, 2023, 21(5): 44-52. (in Chinese)