

空间结构用微振动控制阻尼器动态特性测试*

朱琛^{1,2}, 刘兴天^{1,2}, 周晓东³, 赵枝凯^{1,2}, 赵发刚^{1,2}, 周徐斌³

(1. 上海卫星工程研究所 上海, 201109) (2. 上海航天装备微振动环境模拟工程技术研究中心 上海, 201109)

(3. 上海航天技术研究院 上海, 201109)

摘要 空间桁架是有效载荷的常用支撑结构, 由于有效载荷的振动敏感性, 为保证有效载荷的在轨性能, 保持桁架结构的稳定性, 需要对桁架结构的低频振动进行抑制。液体阻尼器具有良好的阻尼性能, 常用于卫星结构的振动抑制。对液体阻尼器的动态特性进行了理论分析和试验研究, 使用激振器进行激励加载, 获取了输入加速度和输出动态力的关系, 求解了阻尼器的动刚度及阻尼系数。测试结果表明, 该阻尼器可实现较大范围的阻尼系数, 阻尼系数较未充液增加 10 倍以上, 具有低频大阻尼、高频小阻尼的特性, 可满足空间桁架结构减振需求, 对空间结构的振动控制具有较强的工程意义。

关键词 液体阻尼器; 动刚度; 阻尼系数; 激振器; 滞回曲线

中图分类号 TH703.62

引言

大型挠性桁架结构在航天工程中的应用使大口径、轻量化光学遥感器的实现成为了可能。桁架式卫星具有大挠性的特点, 受扰后极易产生持续的低频振动, 可能造成整星姿轨控误差并降低载荷精度, 因此对桁架的振动进行抑制至关重要^[1]。

学者们总结了近年来卫星的在轨振动控制进展, 对各类振源微振动控制方法进行了大量研究和探索^[2-5]。目前, 对大型桁架结构的振动抑制主要包括安装阻尼器、Steward 平台以及主动振动控制。液体阻尼器阻尼性能良好、结构简单, 常用于卫星结构的振动抑制。空间桁架结构的振动以低频振动为主, 且频带较宽, 要求液体阻尼器具有低频大阻尼、高频小阻尼的特性。麻省理工大学设计了一种液体阻尼器用于地面桁架结构的减振^[6]。Davis 等^[7]设计了一种固有频率为 1.5 Hz 的被动液体阻尼器, 用来隔离飞轮产生的微振动。Ashasi-Sorkhabi 等^[8]通过流固耦合仿真, 研究了液体阻尼器的作用机理。钱峰等^[9]研究了液体阻尼器动刚度及振动传递特性表达式。伍勇^[10]仿真分析了黏滞流体阻尼器结构参数对阻尼性能的影响。刘银水等^[11]设计了一种能同时满足液体阻尼器动静态性能测试的试验台。以上研

究侧重于液体阻尼器动刚度、阻尼系数的数值分析及简单测试, 并未进一步通过动刚度测试研究激励频率、幅值以及液体黏度对阻尼器阻尼特性的影响。

液体阻尼器按照结构可以等效为经典两参数阻尼模型与松弛型阻尼模型。经典两参数阻尼为刚度与阻尼并联, 已广泛应用于航天器振动控制设计中, 但其抑制低频共振峰的同时会导致高频隔振性能降低。松弛型阻尼是在经典弹簧-阻尼系统的基础上增加附加刚度, 研究表明, 松弛型阻尼器能够兼顾低频共振峰抑制与高频隔振性能^[12]。

笔者设计了一种用于桁架结构振动控制的松弛型液体阻尼器, 对其动态性能进行了测试。首先, 设计并搭建了动态特性测试系统; 其次, 使用激振器进行激励加载, 获取了输入加速度和输出动态力的关系, 求解了阻尼器的动刚度及滞回曲线; 最后, 研究了激励频率、幅值、阻尼液黏度等因素对动刚度、阻尼系数以及内耗角等特性的影响。

1 液体阻尼器结构

图 1 为空间桁架微振动控制用液体阻尼器。笔者对该阻尼器进行了动力学特性试验, 其阻尼腔结构如图 2 所示, 阻尼孔的孔径为 1 mm, 孔长为

* 国家重点研发计划资助项目(2022YFB-3902900)

收稿日期: 2021-11-24; 修回日期: 2022-04-01

35 mm,上、下腔体分别采用柔性圆筒和波纹管。当阻尼器受到外界激励时,柔性圆筒受力发生变形,导致阻尼液通过阻尼孔在上、下阻尼腔内流动,剪切力做功消耗能量,产生阻尼效果。

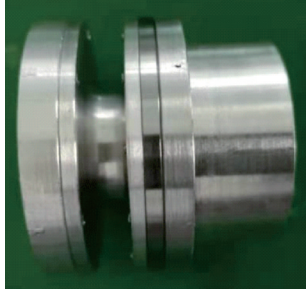


图 1 空间桁架微振动控制用液体阻尼器

Fig.1 Liquid damper for space truss micro-vibration control

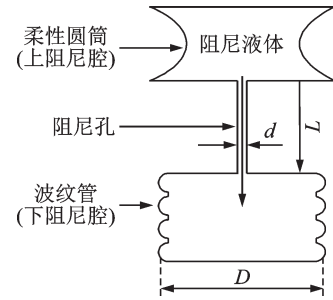


图 2 阻尼腔结构

Fig.2 Structure of damping cavity

假设柔性圆筒与波纹管的有效直径均为 D ,阻尼孔长为 L ,孔径为 d ,阻尼液黏度为 ρ ,阻尼器被压缩的位移为 x ,设阻尼孔两端的压差为 Δp ,根据本构方程得

$$\frac{\Delta p}{dx/dt} = \frac{32D^4 L \rho}{d^6} \quad (1)$$

压差乘阻尼孔面积即为阻尼力,得到阻尼系数为

$$C = 8\pi D^4 L \rho / d^4 \quad (2)$$

2 试验原理

动刚度是指结构在动态载荷下抵抗变形的能力,可以看成频率的函数。笔者设计的液体阻尼器属于一种松弛型阻尼器,柔性圆筒结构提供主刚度,阻尼液受压产生的动刚度提供附加刚度,而阻尼则是由阻尼液流经阻尼孔产生。阻尼器的主刚度可以通过拉压试验机直接测得,而动刚度以及阻尼系数无法直接获得,本研究通过滞回曲线法进行测量。

对于不同的阻尼器,通过试验求得其力和位移的关系曲线有很大区别,但基本都能形成一条封闭曲线,该曲线称为滞回曲线。滞回曲线为椭圆形,其面积正比于每一周期内阻尼力做功消耗的能量,即

$$\Delta E = \oint F_d dx \quad (3)$$

其中: F_d 为阻尼力。

对于黏性阻尼来说,阻尼力与速度成正比,即

$$F_d = C\dot{x} \quad (4)$$

输入激励为

$$\begin{cases} x = x_0 \sin(\omega t - \theta) \\ \dot{x} = \omega x_0 \cos(\omega t - \theta) \end{cases} \quad (5)$$

每一周期内消耗的能量为

$$\begin{aligned} \Delta E &= \oint F_d dx = \oint C\dot{x} dx = \oint C\dot{x}^2 dt = \\ &C\omega^2 x_0^2 \int_0^{2\pi} \cos^2(\omega t - \theta) dt = \pi C\omega x_0^2 \end{aligned} \quad (6)$$

因此,每个周期内阻尼力做功消耗的能量与频率成正比。

每一周期内阻尼力做功消耗的能量还可以用图解来描述,式(6)可以改写为

$$\dot{x} = \pm \omega x_0 \sqrt{1 - \sin^2(\omega t - \theta)} = \pm \omega \sqrt{x_0^2 - x^2} \quad (7)$$

阻尼力可写成

$$F_d = C\dot{x} = \pm C\omega \sqrt{x_0^2 - x^2} \quad (8)$$

含弹性力的黏滞阻尼滞回曲线如图 3 所示。此时,椭圆长轴为 $x_0 \sqrt{1 + K^2}$,短轴为 B ,椭圆面积为

$$S = \pi B x_0 \sqrt{1 + K^2} = \pi C \omega x_0^2 \quad (9)$$

求得阻尼系数为

$$C = S / \pi \omega x_0^2 \quad (10)$$

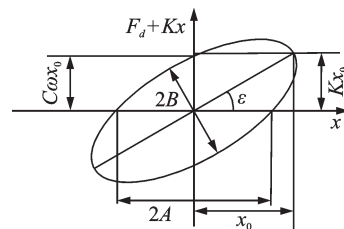


图 3 含弹性力的黏滞阻尼滞回曲线

Fig.3 Viscous damping hysteresis curve with elastic force

笔者设计的阻尼器可等效为松弛型阻尼,松弛型阻尼的等效模型如图 4 所示。主弹簧刚度系数为 k_1 ,附加弹簧刚度系数为 k_2 ,阻尼系数为 c 。当输入 $F = \sin(\omega t)$ 的正弦力激励,可得系统的阻抗为

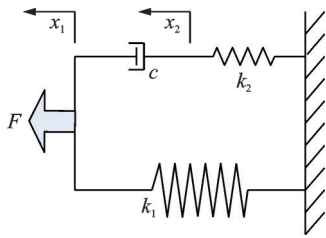


图4 松弛型阻尼等效模型

Fig.4 Equivalent model of relaxation damper

$$Z(j\omega) = k_1 + \frac{\omega^2 k_2 c^2}{k_2^2 + \omega^2 c^2} + \frac{j\omega k_2^2 c}{k_2^2 + \omega^2 c^2} \quad (11)$$

写成指数形式为

$$Z(\omega) = A(\omega) \exp(j\varphi(\omega)) \quad (12)$$

$$\varphi(\omega) = \arctan \frac{k_2^2 \omega c}{k_1 k_2^2 + (k_1 + k_2) c^2 \omega^2} \quad (13)$$

在每一个振动周期内由于阻尼而损耗的能量是由 $\varphi(\omega)$ 决定的,因此称为内耗角,其定义为阻尼器单位周期内消耗的能量与所存储的势能之比

$$\omega = \frac{k_2}{c} \sqrt{\frac{k_1}{k_1 + k_2}} \quad (14)$$

内耗角取最大值为

$$\varphi(\omega) = \arctan \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k_2}{(k_1 + k_2) k_1}} \quad (15)$$

3 试验方案

液体阻尼器动态力学测试原理如图5所示。试验设备包括激振器、功率放大器、控制器、液体阻尼器、LMS测试软件、加速度传感器以及PCB动态力传感器。根据图5搭建了液体阻尼器动态力学特性测试系统实物图,如图6所示。控制器产生加速度信号并通过激振器作用在阻尼器上,传感器测量得到的力信号和加速度信号传递到LMS测试软件中进行处理。

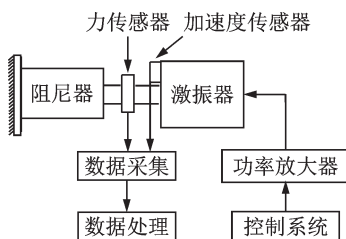


图5 液体阻尼器动态特性测试原理图

Fig.5 Test schematic diagram of dynamic characteristics of liquid damper

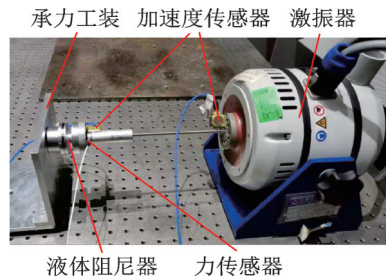


图6 液体阻尼器动态力学特性测试系统实物图

Fig.6 Physical diagram of dynamic mechanical characteristics test system of liquid damper

4 试验结果及分析

4.1 滞回曲线

液体阻尼器动态性能测试参数如表1所示。选择二甲基硅油作为阻尼液,进行多次测试。

表1 液体阻尼器动态性能测试参数

Tab.1 Dynamic performance test parameters of the damper

激励频率/Hz	激励幅值/mg	阻尼液黏度/cs
5~50(定频)	1,2,3	100,500,1000

频率为5 Hz、幅值为1 mg激励时,传感器采集得到的加速度与力的时域信号如图7所示。

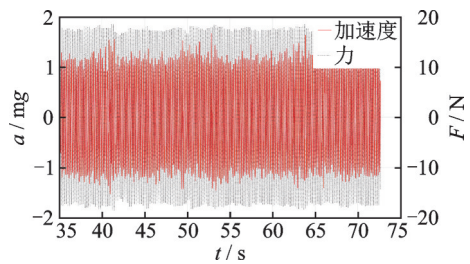


图7 加速度与力的时域信号

Fig.7 Time domain signal of acceleration and force

由于外界干扰等原因,输入的加速度信号存在干扰噪声,对其滤波后进行拟合处理,由加速度信号两次积分得到位移信号,并绘制出力-位移曲线。本研究对频率为5 Hz、幅值为1 mg激励下的滞回曲线拟合后进行分析,拟合前后的滞回曲线如图8所示。

4.2 阻尼液黏度及频率对滞回曲线的影响

不同频率下黏度对滞回曲线的影响如图9所示。激励幅值为1mg、激励频率为5 Hz时的影响见图9(a),可以看出,滞回曲线的斜率和面积随阻尼液黏度的变大而变大。这是由于二甲基硅油具有一

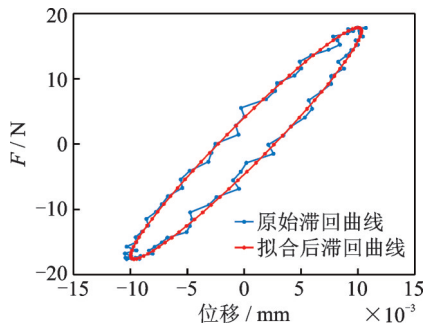
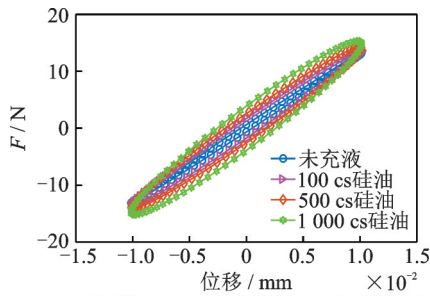
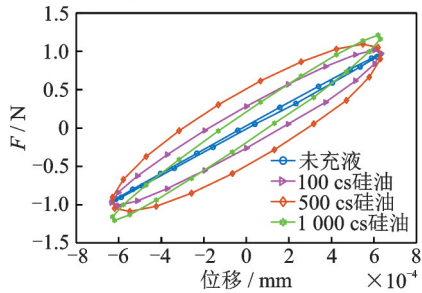


图8 拟合前后的滞回曲线

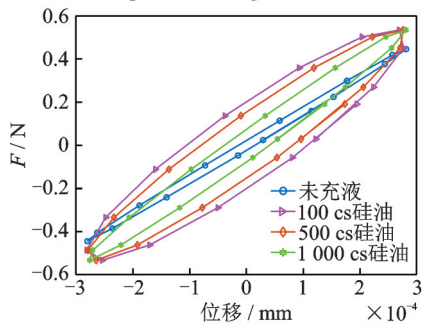
Fig.8 Hysteresis curves before and after fitting



(a) 频率为50 Hz、幅值为1 mg时的滞回曲线
(a) Hysteresis curve for 50 Hz sinusoidal excitation with amplitude of 1 mg



(b) 频率为30 Hz、幅值为1 mg时的滞回曲线
(b) Hysteresis curve for 30 Hz sinusoidal excitation with amplitude of 1 mg



(c) 频率为50 Hz、幅值为1 mg时的滞回曲线
(c) Hysteresis curve for 50 Hz sinusoidal excitation with amplitude of 1 mg

图9 不同频率下黏度对滞回曲线的影响

Fig.9 Affect of viscosity on hysteretic curve at different frequencies

定的可压缩性,受到动态激励时,阻尼腔内的硅油一方面会被压缩,另一方面会流经阻尼孔消耗能量。相同激励下阻尼液黏度越高,流经阻尼孔的流量越少,被压缩的体积越多,阻尼器动刚度越大。此时决

定阻尼系数的主要因素是黏度,因此黏度越高阻尼系数就越大。

当频率增加到30 Hz时,阻尼液黏度对阻尼器的力-位移滞回曲线的影响见图9(b)。由图可以看出,滞回曲线的斜率随阻尼液黏度的增大而增大,面积随黏度的增大先增大后减小。随着频率的增大,流经阻尼孔的阻尼液流量减少,此时决定阻尼系数大小的因素已经由黏度变为流经阻尼孔的流量。当阻尼液黏度增加到500 cs后,阻尼系数开始随黏度的增大而减小。对于此类孔隙式液体阻尼器,阻尼液黏度的选取要综合考虑激励频率及阻尼孔径等因素,并非越大越好。

当频率增加到50 Hz时,阻尼液黏度对阻尼器的力-位移滞回曲线的影响见图9(c),此时滞回曲线的斜率几乎不随黏度变化,面积随黏度的增大而减小。50 Hz激励时由于频率较高,各黏度的阻尼液被压缩的体积较为接近,因此动刚度几乎不随黏度变化。

黏度及频率对动刚度的影响如图10所示。黏度及频率对阻尼系数的影响如图11所示。可以发现,动刚度、阻尼系数与频率、黏度均表现为非线性关系。填充硅油后,阻尼系数最大可提升10倍以上。当液体阻尼器参数如表2所示时,阻尼器具有低频大阻尼、高频小阻尼的特点,可满足空间桁架减振需求。

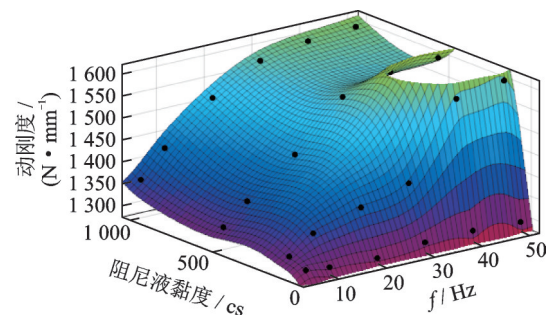


图10 黏度及频率对动刚度的影响

Fig.10 Affect of viscosity and frequency on dynamic stiffness

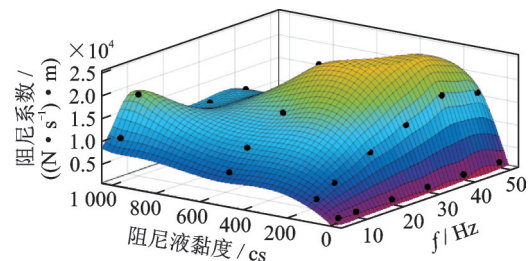


图11 黏度及频率对阻尼系数的影响

Fig.11 Affect of viscosity and frequency on damping coefficient

表2 阻尼器参数表

Tab.2 Parameter of liquid damper

有限直径/ mm	阻尼孔长/ mm	阻尼孔径/ mm	阻尼液黏度/ cs
10	35	1	1 000

4.3 激励幅值对滞回曲线的影响

阻尼器黏度为100 cs时,不同频率下激励幅值对滞回曲线的影响如图12所示。可以看出,不同激励幅值下的滞回曲线几乎为同心椭圆,即动刚度不会随激励幅值变化。这是因为激励幅值增大时,虽然被压缩的液体体积增大,但被压缩体积和流经阻尼孔的流量比例并未发生变化,因此动刚度不随激励幅值发生变化;而滞回曲线的面积增大,是因为激励幅值的增加会导致阻尼器变形量加大,阻尼力变大则做功增加,但是阻尼系数并未发生变化。

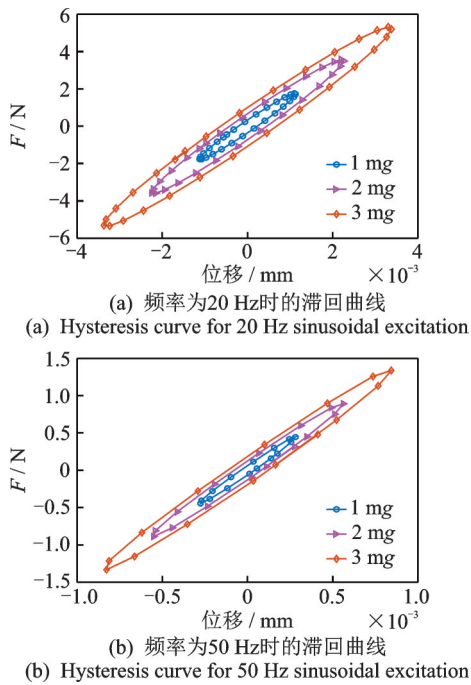


图12 不同频率下激励幅值对滞回曲线的影响

Fig.12 Affect of viscosity on hysteretic curve at different frequencies

4.4 液体阻尼器的内耗角与最优阻尼频率

笔者研究的液体阻尼器属于一种松弛型阻尼器,松弛型阻尼隔振系统的最优阻尼频率定义为内耗角最大的频率,单个周期内阻尼力做功消耗的能量也可以通过内耗角进行表示,内耗角即力信号与位移信号之间的相位差。当阻尼液采用100 cs黏度的二甲基硅油,激励频率为5 Hz和30 Hz时力与

移的相位差分别如图13,14所示。

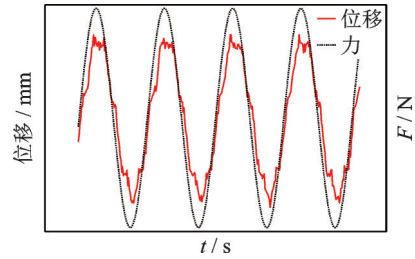


图13 频率为5 Hz时力与位移的相位差

Fig.13 Phase difference of force and displacement at 5 Hz frequency

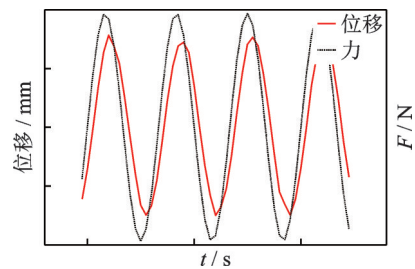


图14 频率为30 Hz时力与位移的相位差

Fig.14 Phase difference of force and displacement at 30 Hz frequency

根据测试结果,内耗角随着激振频率的增大呈现先增大后减小的趋势,符合松弛型阻尼内耗角特性。激振频率对内耗角的影响如图15所示,可以看出内耗角在35 Hz左右达到最大值,与试验结果较为吻合。

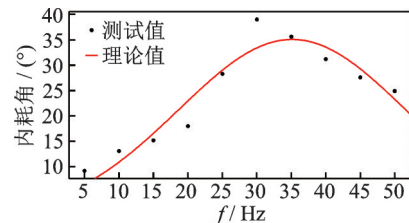


图15 激振频率对内耗角的影响

Fig.15 Affect of excitation frequency on internal friction angle

5 结论

1) 液体阻尼器的动刚度随激励频率增大呈现先增大后稳定的趋势,低频时动刚度随阻尼液黏度增大而增大,高频时动刚度不随黏度变化。

2) 液体阻尼器的阻尼系数随激振频率的增大先增大后减小,在低频时阻尼系数随黏度增大而增大,高频时随黏度增大而减小,具有低频大阻尼、高频小阻尼的特性,满足桁架结构的减振需求。

3) 液体阻尼器的动刚度、阻尼系数与激励幅值无关,幅值不影响阻尼器的隔振性能。该液体阻尼器的内耗角随激励频率而变化,且存在峰值,试验与理论结果吻合良好。

参 考 文 献

- [1] 庞世伟,郭倩蕊,贺玮,等.某遥感卫星微振动对成像质量影响分析[J].航天器环境工程,2019,36(1):47-55.
PANG Shiwei, GUO Qianrui, HE Wei, et al. Influence of micro-vibration on image quality of a remote sensing satellite [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2019, 36(1): 47-55. (in Chinese)
- [2] 孟光,周徐斌.卫星微振动及控制技术进展[J].航空学报,2015,36(8):2609-2619.
MENG Guang, ZHOU Xubin. Progress review of satellite micro-vibration and control [J]. Acta Aeronautica ET Astronautica Sinica, 2015, 36(8): 2609-2619. (in Chinese)
- [3] 李晨,陈国一,方勃,等.杠杆型并联非线性能量阱的振动控制[J].振动与冲击,2021,40(15):54-64.
LI Chen, CHEN Guoyi, FANG Bo, et al. Vibration control for lever-type parallel nonlinear energy trap [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(15): 54-64. (in Chinese)
- [4] 王嘉登,张高雄,茅敏,等.卫星控制力矩陀螺微振动抑制装置的动力学建模与实验研究[J].振动与冲击,2021,40(1):1-7.
WANG Jiadeng, ZHANG Gaoxiong, MAO Min, et al. Dynamic modeling and tests of a micro-vibration suppression device for satellite control moment gyroscope [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(1): 1-7. (in Chinese)
- [5] 孟光,周徐斌,苗军.航天重大工程中的力学问题[J].力学进展,2016,46(1):267-322.
MENG Guang, ZHOU Xubin, MIAO Jun. Mechanical problems in momentous projects of aerospace engineering [J]. Advances in Mechanics, 2016, 46(1): 267-322. (in Chinese)
- [6] DAVIS P, WILSON J, JEWELL R. Hubble space telescope reaction wheel assembly vibration isolation system[R]. Houston: NASA, 1998.
- [7] DAVIS P, CUNNINGHAM D, HARRELL J. Advanced 1.5 Hz passive viscous isolation system[C]//35th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Hilton Head: AIAA, 1994: 53-69.
- [8] ASHASI-SORKHABI A, MALEKGHASEMI H, GHAEMMAGHAMI A, et al. Experimental investigations of tuned liquid damper-structure interactions in resonance considering multiple parameters [J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 388: 141-153.
- [9] 钱峰,程起有,代志雄.液-弹隔振器设计与试验分析[J].装备环境工程,2020,17(9):72-76.
QIAN Feng, CHENG Qiyu, DAI Zhixiong. Design and test analysis of fluidlastic isolator [J]. Equipment Environmental Engineering, 2020, 17(9): 72-76. (in Chinese)
- [10] 伍勇.黏滞阻尼器孔隙特征参数及智能化研究与应用[D].大连:大连理工大学,2021.
- [11] 刘银水,周勇,徐俊峰,等.液压阻尼器动静态性能试验台的设计研究[J].振动、测试与诊断,2007,27(3):204-207.
LIU Yinshui, ZHOU Yong, XU Junfeng, et al. Development of a dynamic and static test rig for hydraulic damper [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2007, 27(3): 204-207. (in Chinese)
- [12] 刘兴天,孔祥森,申军烽,等.卫星遥感器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 Xingtian, KONG Xiangsen, SHEN Junfeng, 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)



第一作者简介:朱琛,男,1996年4月生,硕士生。主要研究方向为航天器结构振动控制。曾发表《挠性桁架式卫星低频振动抑制研究》(《噪声与振动控制》2022年第42卷第6期)等论文。

E-mail:1150394255@qq.com

通信作者简介:刘兴天,男,1984年4月生,博士、高级工程师。主要研究方向为结构振动控制。

E-mail:Xtliu509@126.com