

航天器宽频带流体减振支柱设计及特性仿真*

王文林^{1†} 陈汝星¹ 丁洋² 刘永²

(1. 东莞理工学院 机械工程学院, 东莞 523808)

(2. 北京强度环境研究所, 北京 100076)

摘要 为了提高现有三参数隔振器的隔振性能,设计了一种宽频带波纹管流体减振支柱产品原型,该减振支柱通过设计若干只频率阀,用于调节其在低频段的阻尼特性,通过设计带有间隙元件的机加工弹簧作为二级刚度,建立了基于该流体减振支柱的航天器控制力矩陀螺隔振系统的动力学数学模型与仿真模型,仿真结果表明:相对于现有三参数阻尼器,所设计的流体减振支柱获得了低频段高阻尼、高频段小阻尼的自适应外特性,其对低频振动尤其是对共振峰具有明显的抑制作用,在中、高频段的统计隔振效果也更好,即在较宽的频带范围内取得了良好的隔振性能。

关键词 宽频带流体减振支柱, 频率阀, 航天器, 控制力矩陀螺, 缓冲, 隔振

中图分类号:V423

文献标志码:A

Design and Characteristics Simulation of a Broadband Fluid Damping Strut for Spacecraft Vibration Reduction*

Wang Wenlin^{1†} Chen Ruxing¹ Ding Yang² Liu Yong²

(1. School of Mechanical Engineering, Dongguan University of Technology, Dongguan 523808, China)

(2. Beijing Institute of Structure and Environment Engineering, Beijing 100076, China)

Abstract To enhance the isolation performance of the current three-parameter isolators, a prototype of broadband fluid damping strut has been designed. The damping strut features several frequency selective valves to adjust its damping characteristics at the low-frequency range, and a machined spring with a clearance element to act as a secondary stiffness. A dynamic mathematical model and a simulation model of a vibration isolation system using the designed fluid damping strut for a spacecraft control moment gyroscope have been established, followed simulation results indicate that compared to current three-parameter dampers the designed damping strut has achieved adaptive outer characteristics of high damping in the low-frequency range and low damping in the high-frequency range, it has obtained a significant suppressive effect on low-frequency vibrations, especially those near the resonance peak, its statistical vibration isolation effect is also better than that of the current dampers in the mid and high frequency bands, thus, the designed fluid damping strut has obtained excellent vibration isolation characteristics in a broad frequency band.

Key words broadband fluid damping strut, frequency selective valve, spacecraft, control moment gyroscope, impact energy absorption, vibration isolation

引言

流体阻尼器经常被应用于航天器结构或者载荷的隔振^[1]、缓冲^[2],由于航天器在发射、在轨运行和着陆过程中的环境是随机、宽带且幅值变化巨大的^[3],因此这对隔振器及系统提出了高性能、具有环境适应性的要求。

应用于航天器隔振的波纹管流体阻尼器起源于美国 Honeywell 公司早期为 NASA 研发的两参数 D-Strut 阻尼器^[4],后来随着研究与技术进步,带缓冲腔的三参数阻尼器^[5-7]被提出,三参数阻尼器与两参数阻尼器相比,其在高频段的隔振性能明显提高了^[8,9],但在低频段包括在共振峰区域的隔振性能无法提高. 为了进一步提高隔振性能,采用主被动一体化如由波纹管液体阻尼叠加音圈电机作动器^[10,11]或压电作动器^[12]的隔振方案被提出和开展研究,主被动一体化隔振器的缺点是需要配置电源、传感器、控制器等设备,这明显增加了隔振系统的复杂程度、降低了可靠性。

现有波纹管流体阻尼器内部几乎都是采用固定阻尼孔方式,刚度也不能变化,这使得隔振器不具环境适应性,隔振频宽受限,因此需要设计有适应性的、阻尼和刚度都能变化的隔振器,譬如某大型载人航天器的控制力矩陀螺(control moment gyroscope, CMG)要求其隔振系统在发射过程中能提供大刚度、大阻尼可靠承载,但在入轨工作后又能提供小刚度、小阻尼抑制微振动,避免 CMG 产生的微振动降低航天器有效载荷如光学载荷的工作质量^[13],或增加载人舱内的噪声量级^[14,15]。

针对上述问题和实际需求,拟提出一种可变液压阻尼、二级可变刚度的新结构波纹管流体阻尼器,并对该阻尼器进行一种产品原型的设计,然后针对某大型载人航天器 CMG 在复杂环境下的隔振需求,进行该隔振系统的数学建模、特性仿真与分析研究,为其样机制造与实验奠定理论基础。

1 一种宽频带流体减振支柱设计

1.1 新型结构及力学模型的提出

在现有三参数阻尼器基础上,提出一种具有可变液压阻尼、可变刚度特点的新型结构的流体减振支柱^[16],其原理如图 1 所示. 该减振支柱通过在传

统固定阻尼孔基础上,再设计具有不同自然频率的频率阀(frequency selective valve, FSV),使合成后的液压阻尼具有振动频率适应性;再设计一只包含间隙元件 G_p 的二级弹簧 K_C 使减振支柱具备可变刚度,使有效载荷具备适应主动段、在轨段不同环境的能力。

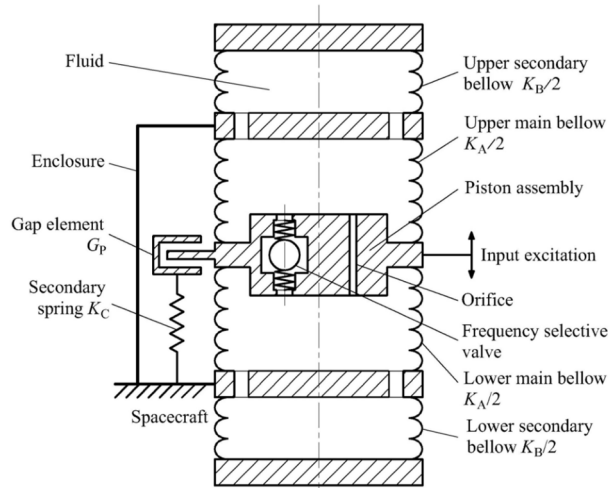
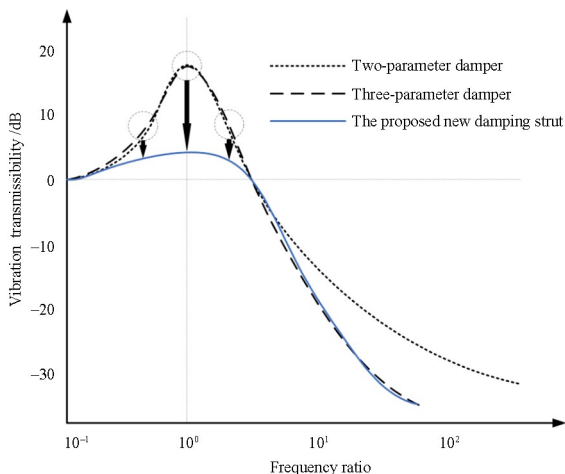
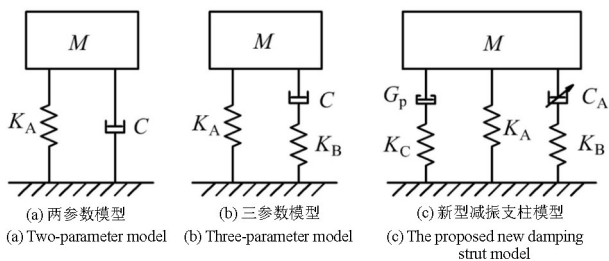


图 1 一种具有可变液压阻尼和可变刚度的新型流体减振支柱
Fig. 1 A new fluid damping strut with variable hydraulic damping and variable stiffness

图 2 显示了所提出宽频带流体减振支柱与现有同类阻尼器的对比. 由图 2(a)~(c)可见,新型减振支柱的力学模型包含了五个参数,相对于已有阻尼器的力学模型,其主要特点是:液压阻尼 K_A 是可变的,通过增加间隙元件 G_p 使得阻尼器具备二级弹簧刚度 K_C ,这就可以在发射阶段提供大刚度,而在进入太空后, K_C 不起作用了,此时阻尼器提供小刚度。

作为示例,图 2(d)显示了可以通过在低频段设计三只频率阀,将低频段的隔振特性曲线拉下来,也就是改善了传统阻尼器在其低频段的隔振性能. 当然,在实际工作中也可以根据需要在中、高频段通过灵活设计频率阀来进一步改善相应频段的隔振特性. 由此可见,所提出新型流体减振支柱可以显著提高传统三参数阻尼器在其低频段的隔振性能,也可以进一步提高其在中、高频段的隔振性能,即在较宽广的频带内具有良好的隔振性能,因此称之为宽频带流体减振支柱。

宽频带、低频或者中、高频等概念都是针对具体隔振系统而言的,系统不同,其具体参数范围也不同,可以根据具体隔振系统的频率特点、频带范围来进行阻尼器的具体参数设计和匹配。



(d) 三类阻尼器隔振性能的对比如

(d) Vibration isolation performance comparison of the three kinds of dampers

图 2 所提出宽频带流体减振支柱与现有同类阻尼器的对比
Fig. 2 A comparison of the proposed broadband fluid damping strut and current similar dampers

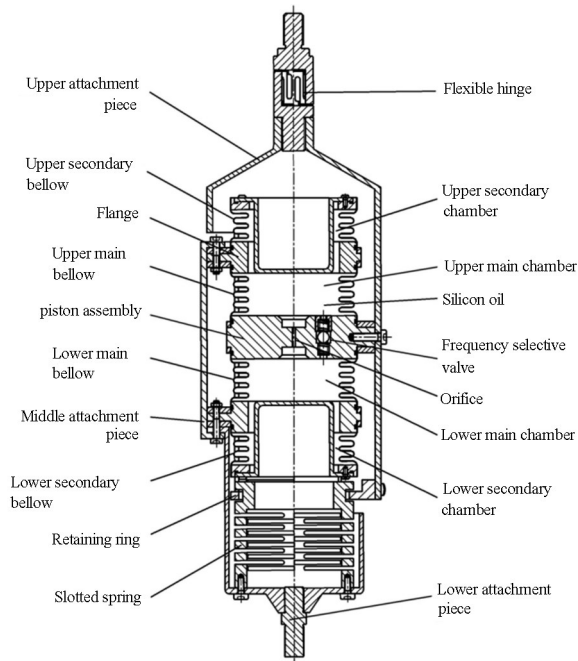
1.2 产品原型设计

基于上述新型结构和力学模型,对该减振支柱进行了一种产品原型的设计,如图 3 所示.图 3(a)是该减振支柱某 45° 的一个旋转剖视图,其主要工作原理是:当活塞组件在振动输入而上、下振动时,将迫使减振支柱内部的硅油通过活塞上的可变阻尼系统在上、下主腔之间流动,从而产生可变液压阻尼来衰减振动;同时,由于减振支柱两端副波纹管的末端都是自由的,这样上、下缓冲腔就形成了对上、下主腔压力的呼吸调节作用,提高了对外界中、高频振动的衰减性能。

带有间隙元件的横槽弹簧起二级刚度的作用,即当有效载荷在主动段被锁紧时可提供大的承载刚度,在入轨解锁时可提供高效缓冲.当有效载荷在轨正常工作时,横槽弹簧一般不起作用,此时减振支柱又具备很小的刚度,有利于对微振动的抑制。

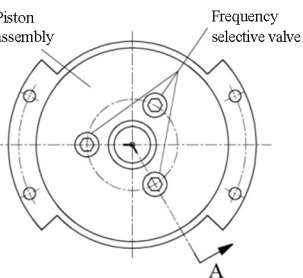
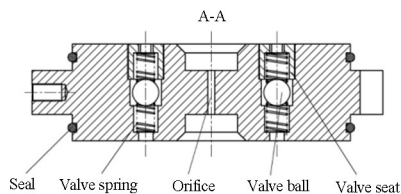
图 3(b)是该减振支柱的活塞组件,在其内部设计了一个可变的液压阻尼系统.该阻尼系统由一个固定阻尼孔和围绕该阻尼孔分布的三只频率阀组成,三只频率阀具有不同的自然频率,但都被设计为低频阀、常开阀,因此当激振频率与某频率阀

自然频率相等时,该阀阀芯将产生共振,从而关闭该阀、增大了整个系统的阻尼。



(a) 产品剖视图

(a) Cross-section of the product



(b) 基于频率阀可变阻尼的活塞组件

(b) Piston assembly with frequency-selective-valve-based variable damping

图 3 一种宽频带流体减振支柱产品原型设计
Fig. 3 A prototype design of the broadband fluid damping strut

2 基于宽频带流体减振支柱的航天器 CMG 隔振系统建模

2.1 CMG 在轨解锁冲击工况的动力学模型

为保证主动段 CMG 的稳定性,采用了锁紧装置实施锁紧,进入轨道后,锁紧装置会在极短时间内弹出 CMG,因此在此阶段隔振系统会对 CMG 产生一定的冲击作用,整个过程分为冲击作用阶段和冲击衰减阶段。

2.1.1 冲击作用阶段

如图4(a)所示,CMG在解锁瞬间受到被压缩的横槽弹簧和波纹管的弹射作用,由冲量定律可得

$$F_Z \Delta t = M_C v_0 \quad (1)$$

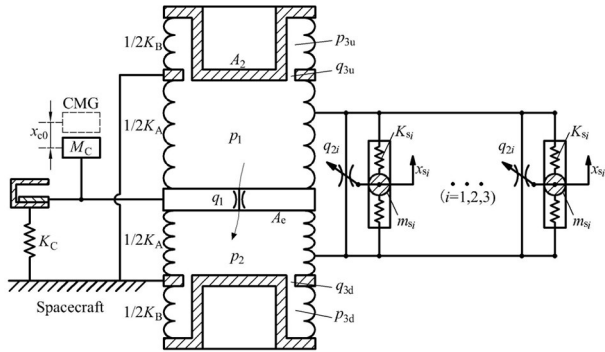
式中: F_Z 为CMG所受减振支柱的弹射力(N), Δt 为CMG冲击作用时间(s), M_C 为CMG的质量(kg), v_0 是冲击作用完成后CMG获得的初速度(m/s).其中弹射力 F_Z 可进一步表达为

$$F_Z = K_A x_{c0} + K_C (x_{c0} - G_p) - A_e (p_1 - p_2) \quad (2)$$

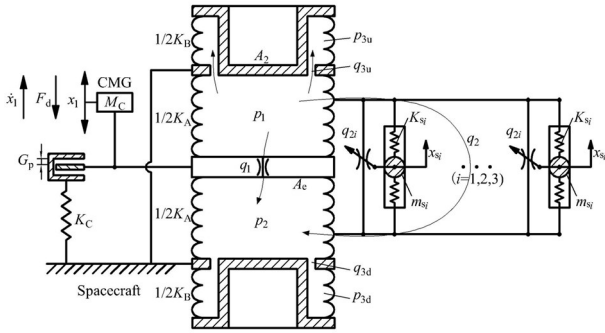
式中: K_A 、 K_C 分别为减振支柱主波纹管刚度和横槽弹簧刚度(N/m), x_{c0} 是CMG锁紧时的压缩量(m), G_p 是CMG处于中位时卡环与横槽弹簧接触面之间的间隙(m), p_1 、 p_2 分别为上、下主腔的压强(Pa), A_e 是波纹管受流体压力作用时的等效作用截面积(m²),可表达为

$$A_e = \pi(D_b^2 - d_b^2)/8 \quad (3)$$

式中: D_b 、 d_b 分别为波纹管的外径、内径(m).



(a) 解锁瞬间冲击作用阶段
(a) The moment when CMG is released and accelerated



(b) 冲击衰减阶段
(b) The process of impact decay

图4 CMG在轨解锁冲击工况下隔振系统的动力学模型

Fig. 4 Dynamic model of isolation system when CMG is released on orbit by hold-down and release mechanism

在冲击作用阶段,频率阀在解锁瞬间的极大加速度作用下关闭,此时仅固定阻尼孔工作,因此减振支柱的流量连续性方程为

$$C_{d1} \left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = v_0 A_e \quad (4)$$

式中: C_{d1} 、 d_1 分别为固定阻尼孔的流量系数、直径(m), ρ 为工质硅油的密度(kg/m³).

2.1.2 冲击衰减阶段

解锁完成后,CMG获得了方向向上的初始速度 v_0 ,然后进入冲击衰减阶段.参考图4(b),则CMG隔振系统的运动微分方程为

$$M_C \ddot{x}_1 + A_e \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) (p_1 - p_2) + K_A x_1 = \begin{cases} -K_C [x_1 - \operatorname{sgn}(x_1) G_p], & \text{当 } |x_1| > G_p \text{ 时,} \\ 0, & \text{当 } |x_1| \leq G_p \text{ 时.} \end{cases} \quad (5)$$

式中: x_1 为CMG的实时振动位移(m).

此时,减振支柱内腔的流量连续性方程为

$$A_e \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) \dot{x}_1 = q_1 + q_2 + q_3 \quad (6)$$

式中: q_1 、 q_2 、 q_3 分别为通过固定阻尼孔的流量、通过频率阀组的总流量、通过环形间隙进入副波纹管的流量(m³/s),可具体表达为

$$\begin{cases} q_1 = C_{d1} \left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) (p_1 - p_2)}, \\ q_2 = \sum_{i=1}^3 q_{2i} = \sum_{i=1}^3 C_{d2} A_{xi} \sqrt{\frac{2}{\rho} \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) (p_1 - p_2)}, \\ q_3 = \frac{\pi d_3 \delta^3}{12 \mu L} (p_1 - p_{3u}), \text{ 当 } \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) = 1 \text{ 时,} \\ q_3 = \frac{\pi d_3 \delta^3}{12 \mu L} (p_2 - p_{3d}), \text{ 当 } \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) = -1 \text{ 时.} \end{cases} \quad (7)$$

式中: C_{d2} 、 A_{xi} 分别为频率阀阀口流量系数、第*i*只频率阀的实时通流面积(m²), p_{3u} 、 p_{3d} 分别为上、下缓冲腔的压强(Pa), μ 为硅油的动力黏度(Pa·s),其余参数均为主腔和缓冲腔之间环形通道的几何参数.

针对具体的第*i*只频率阀,可写出其阀芯的运动微分方程为

$$m_{si} \ddot{x}_{si} + C_s \dot{x}_{si} + 2K_{si} (x_1 - x_{si}) = 0 \quad (8)$$

式中: m_{si} 、 K_{si} 、 x_{si} 分别为第*i*只频率阀的阀芯质量(kg)、阀弹簧刚度(N/m)、阀芯位移(m), C_s 为频率阀阀口因液动力形成的对阀芯的阻尼系数(Ns/m).

第*i*只频率阀的自然频率为

$$f_{si} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2K_{si}}{m_{si}}}, \quad (i = 1 \sim 3) \quad (9)$$

此外,针对主、副波纹管之间的流动,可写出其间的流量连续性方程为

$$\begin{cases} \frac{\pi d_3 \delta^3}{12\mu L} (p_1 - p_{3u}) = A_e \dot{x}_{3u}, & \text{当 } \text{sgn}(\dot{x}_1) = 1 \text{ 时,} \\ \frac{\pi d_3 \delta^3}{12\mu L} (p_2 - p_{3d}) = A_e \dot{x}_{3d}, & \text{当 } \text{sgn}(\dot{x}_1) = -1 \text{ 时.} \end{cases}$$

(10)

式中: x_{3u} 、 x_{3d} 分别为上、下副波纹管自由端的位移(m).

副波纹管的力平衡方程为

$$\begin{cases} \frac{1}{2} K_B x_{3u} = p_1 \left(\frac{\pi}{4} d_3^2 \right) + p_{3u} \left(A_e - \frac{\pi}{4} d_3^2 \right), \\ \quad \quad \quad \text{当 } \text{sgn}(\dot{x}_1) = 1 \text{ 时,} \\ \frac{1}{2} K_B x_{3d} = p_2 \left(\frac{\pi}{4} d_3^2 \right) + p_{3d} \left(A_e - \frac{\pi}{4} d_3^2 \right), \\ \quad \quad \quad \text{当 } \text{sgn}(\dot{x}_1) = -1 \text{ 时.} \end{cases}$$

(11)

式中: K_B 为副波纹管刚度(N/m).

2.2 CMG在轨工作时的动力学模型

当CMG解锁冲击稳定后,将接受启动指令并进入正常工作,此时CMG自身成了微振动源,此时隔振系统的运动微分方程为

$$\begin{cases} M_C \ddot{x}_1 + A_e \text{sgn}(\dot{x}_1)(p_1 - p_2) + K_A x_1 = \\ F_C(t) - K_C[x_1 - \text{sgn}(x_1)G_p], & \text{当 } |x_1| > G_p \text{ 时,} \\ F_C(t), & \text{当 } |x_1| \leq G_p \text{ 时.} \end{cases}$$

(12)

式中: $F_C(t)$ 为CMG的实时扰振力(N).此时减振支柱内部的流体动力学模型与冲击衰减阶段的流体动力学模型一致,具体建模可参考图4(b),不再赘述.

3 特性仿真与分析

基于上述宽频带流体减振支柱,采用四支柱倾斜并联隔振构型^[16]对某航天器CMG进行隔振,隔振的具体要求包括:

(1)在发射阶段,对CMG实施锁紧保护,当航天器入轨后,首先要对CMG实施解锁,此时要求隔振系统能高效缓解CMG的冲击能量、让CMG迅速趋于稳定.具体要求CMG最大加速度小于50 g(约490 m/s²),振幅小于±3 mm,稳定时间小于30 s.

(2)CMG启动工作后,其微振动扰振力基频^[17]是117 Hz、最大值不超过1000 N,要求隔振系统在低频段共振峰区域内最大传递率不大于10,而在中、高频段对扰振力均方根值的衰减率不

小于60%.

根据上述要求,对减振支柱的各项参数进行了具体设计,并基于MATLAB/Simulink建立了对应的性能仿真模型,进而对宽频带流体减振支柱自身的特性和对CMG的隔振特性进行了充分的仿真研究,仿真用到的主要参数值如表1所示.

表1 仿真过程用到的主要参数和量值
Table 1 Main parameters and values used in the simulation

Parameter	Value	Parameter	Value
K_A /(N/mm)	687.25	$m_{si}(i=1-3)$ /g	0.905
K_B /(N/mm)	687.25	K_{s1} /(N/m)	28
K_C /(N/mm)	687.25	K_{s2} /(N/m)	36.58
G_p /mm	1	K_{s3} /(N/m)	46.29
M_C /kg	34	C_{d2}	0.61
d_1 /mm	1.3	ρ /(kg/m ³)	960
C_{d1}	0.82	μ /(Pa·s)	9.6e-002

3.1 减振支柱特性

3.1.1 频率敏感可变阻尼特性

若只考虑减振支柱的阻尼特性,当对其活塞输入幅值为0.5 mm、频率从0.1~500 Hz连续变化的正弦扫频信号时,图5显示了活塞上三只频率阀的开启特性.由于三只频率阀的自然频率分别是28 Hz、32 Hz和36 Hz,则当扫频信号接近这些自然频率时,三只频率阀阀芯会依次产生共振响应,从而依次关闭对应的频率阀,而这将导致减振支柱合成阻尼的变化.当扫频信号通过低频区域后,三只频率阀阀芯的位移响应将大幅减小直至为零.由此可见,由于三只频率阀的调节作用,减振支柱在低频段将产生大的阻尼力,而在中、高频段将产生小的阻尼力.

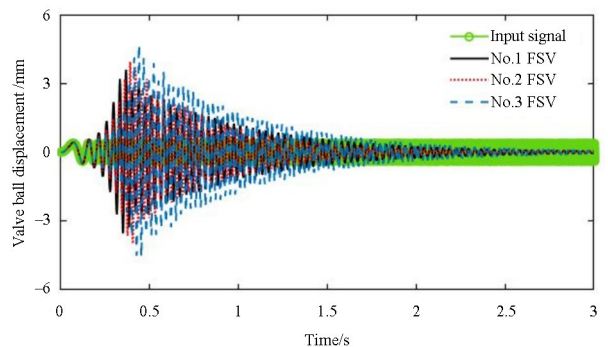
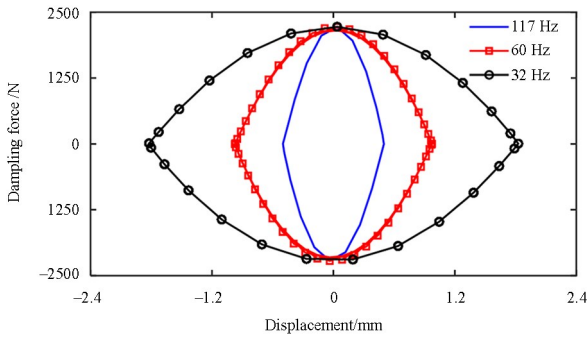
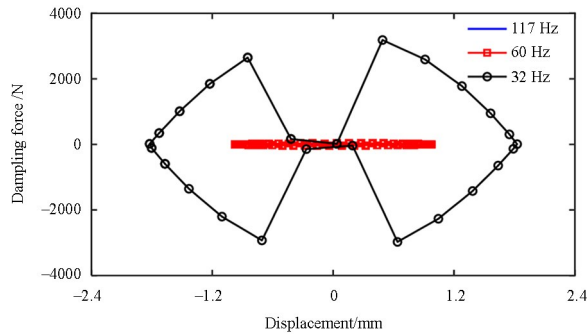


图5 频率阀的开启特性
Fig. 5 The opening characteristics of the frequency selective valves



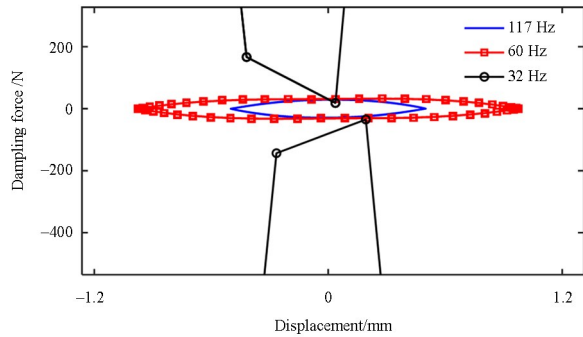
(a) 传统阻尼器在恒速度幅值变频激励下的示功图

(a) Force-displacement performance of the traditional damper under constant speed amplitude and variable frequency excitations



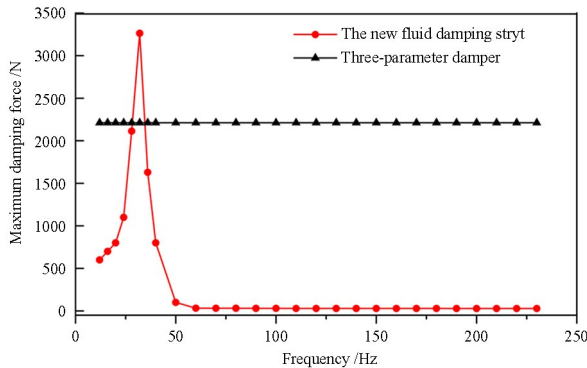
(b) 减振支柱在恒速度幅值变频激励下的示功图

(b) Force-displacement performance of the fluid damping strut under constant speed amplitude and variable frequency excitations



(c) 图(b)中高频部分的局部放大图

(c) Enlarged detail in the mid-to-high frequency range in (b)



(d) 各频率下最大阻尼力的对比

(d) A comparison of the maximum damping forces in terms of frequencies

图6 减振支柱频率敏感可变阻尼特性与传统阻尼器固定阻尼特性的对比

Fig. 6 A comparison between the frequency-sensitive variable damping characteristics of the fluid damping strut and the fixed damping characteristics of traditional dampers

为了将减振器支柱的频率敏感可变阻尼特性和传统阻尼器的固定阻尼特性进行对比,对减振支柱和去掉三只频率阀的固定阻尼器输入相同的恒速度幅值、变频正弦激励信号,这些信号是:恒定速度幅值为 367.57 mm/s,频率分别为 32 Hz、60 Hz 和 117 Hz,因此为了获得相同的速度幅值,随着频率增加,则输入位移的幅值是逐渐变小的,图 6 是在上述激励下获得的减振支柱频率敏感可变阻尼特性与传统阻尼器固定阻尼特性的对比。

由图 6(a)示功图可见,传统阻尼器的最大阻尼力相同,但随着频率增加,位移是逐渐变小的;由图 6(b)和图 6(c)可见,减振器支柱在低频段最大阻尼力明显比传统阻尼器大,尤其是在系统共振频率 32 Hz 处其阻尼力水平最高,但在高频段其最大阻尼力迅速下降。

由图 6(d)中的统计数据可见,传统阻尼器在各频率下的最大阻尼力是固定不变的,而减振支柱具有明显的低频大阻尼、高频小阻尼特征,而这对航天器在变化环境下的隔振是相当有利的。

3.1.2 减振支柱的外特性

图 7 是当考虑减振支柱的刚度特性,即对整个减振支柱进行激励时获得的外特性,激励信号是幅值为 0.5 mm、频率从 0.1~500 Hz 连续变化的正弦扫频信号。由图 7 同样可见,减振支柱在低频段

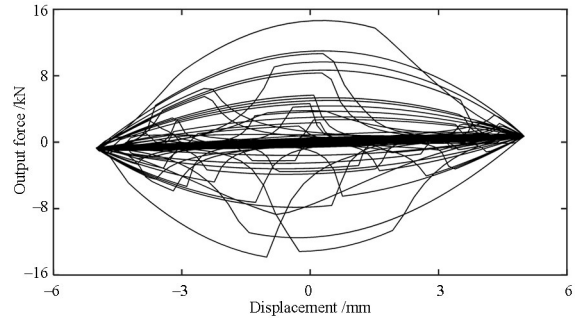
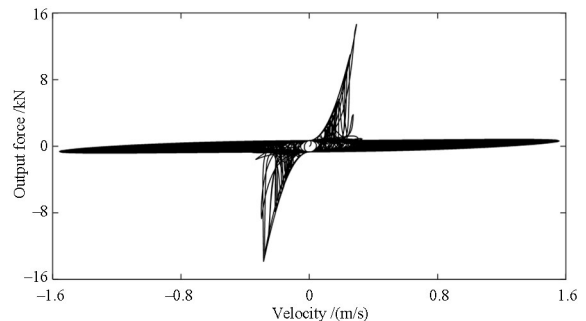
(a) 示功特性
(a) Force-displacement characteristics(b) 力-速度特性
(b) Force-velocity characteristics

图7 宽频带波纹管流体减振支柱的外特性

Fig. 7 The outer characteristics of the broadband fluid damping strut

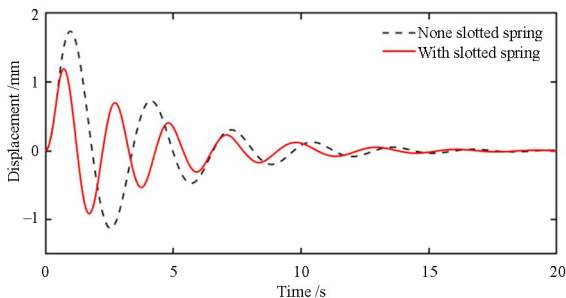
具有明显大幅值的输出力,而在中、高频段的输出力将大幅减小。

3.2 减振支柱对 CMG 的隔振特性

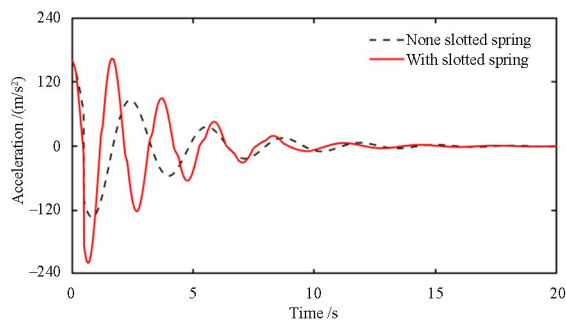
3.2.1 对 CMG 解锁阶段的抗冲击性能

图 8 给出了减振支柱对 CMG 在轨解锁时所产生冲击的缓冲性能。由图可见,CMG 的振幅小于 ± 1.5 mm,最大加速度小于 240 m/s²,减振支柱能在 15 s 的短时间内衰减 CMG 的冲击能量,使 CMG 在太空环境下趋于稳定,这对让 CMG 尽快启动、投入工作非常有利。上述性能指标均优于设计要求,这得益于减振支柱在此阶段能提供大刚度(横槽弹簧)和大阻尼的外特性所致。

隔振系统中的横槽弹簧主要是在锁紧和发射阶段给 CMG 提供大支撑刚度的,由图 8 可见,横槽弹簧在 CMG 解锁瞬间有利于约束 CMG 产生过大幅度的振荡,但另一方面由于其对 CMG 位移的约束作用将产生一定程度的加速度过载,但总体看来这个短时过载幅值有限,是可以接受的。



(a) 缓冲过程中 CMG 的位移变化
(a) Instantaneous displacement of the CMG during impact decay



(b) 缓冲过程中 CMG 的加速度变化
(b) Instantaneous acceleration of the CMG during impact decay

图 8 减振支柱对 CMG 解锁时的冲击缓冲性能

Fig. 8 The energy absorption characteristics of the fluid damping strut during CMG's releasing on orbit

3.2.2 对 CMG 在轨工作时微振动的抑制性能

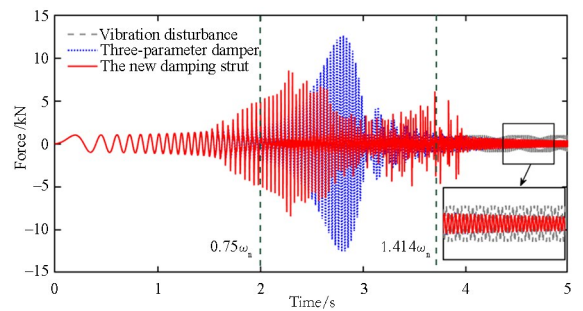
由于某大型航天器 CMG 微振动扰振力基频是 117 Hz、最大值不超过 1000 N,因此先给仿真系统输入扰振力幅值 1000 N、频率 0.1~60 Hz 的低

频扫频信号,仿真结果如图 9(a)所示,由图可见:

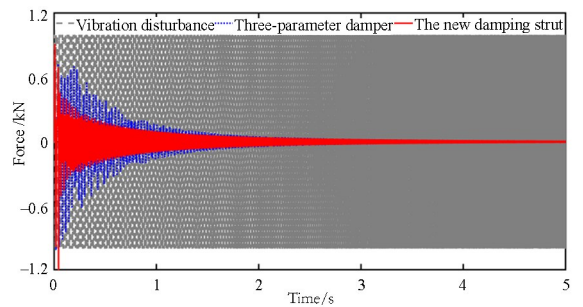
(1) 传统三参数阻尼器在系统自然频率附近区域内,共振效应明显,最大传递率达到了 12 倍以上,而减振支柱的最大传递率仅为 8.5 倍,即明显削减了共振峰区域的放大倍数,满足了设计要求,其最大输出力相对传统阻尼器降低了 32.3%。

(2) 在共振频率区域 $0.75\omega_n \sim 1.414\omega_n$ 内,减振支柱输出力均方根值为 607.8 N,而传统阻尼器的输出力均方根值为 916.4 N,即减振支柱输出力均方根值相比降低了 33.7%。因此表明减振支柱对低频振动尤其是对共振峰具有明显的抑制作用,而这是现有三参数阻尼器所不具备的。

(3) 在宏观上,减振支柱虽然明显提高了低频段的隔振效果,但图 9(a)也显示,在局部区域譬如在穿越频率 $1.414\omega_n$ 附近的小频段内,减振支柱的隔振效果不及传统阻尼器,表明减振支柱在有些频段还是存在局限性的,需要进行优化设计。



(a) 在低频段的隔振性能
(a) Vibration isolation performance in the low-frequency range



(b) 在中、高频段的隔振性能
(b) Vibration isolation performance in the mid-to-high-frequency range

图 9 减振支柱对 CMG 在轨微振动的抑制性能

Fig. 9 The micro-vibration isolation characteristics of the fluid damping strut when CMG is in service on orbit

继续给仿真系统输入扰振力幅值 1000 N、频率 60~300 Hz 的中、高频扫频信号,仿真结果如图 9(b)所示,由图可见,减振支柱和传统阻尼器对中、高频率微振动扰振力衰减后的均方根值分别为 108 N 和 239 N,因此对扰振力的衰减率分别达到了 89.2%和 76.1%,这表明在中、高频段,减振支

柱和传统阻尼器均满足设计要求(即衰减率不小于60%),均具有良好的隔振效果,但从二者比较看,减振支柱的隔振效果更佳。

综上所述,相对于传统阻尼器,所设计的波纹管流体减振支柱对低频振动尤其是对共振峰具有明显的抑制作用,在中、高频段的统计隔振效果也更好,即在较宽的频带范围内取得了良好的隔振性能。

4 结论

(1) 提出了一种宽频带波纹管流体减振支柱概念及其力学模型,并设计了一种产品原型。该减振支柱通过设计若干只频率阀,用于调节阻尼器在特定频率段、特别是在低频段的阻尼特性,实现了液压阻尼可变和适应性,此外还专门设计了带有间隙元件的机加工弹簧作为二级刚度,用于在主动段对有效载荷进行锁紧时承载、在在轨段进行解锁缓冲,提高了有效载荷的可靠性。

(2) 建立了基于宽频带流体减振支柱的航天器 CMG 隔振系统动力学数学模型和仿真模型,仿真结果表明:相对于现有阻尼器,所设计的流体减振支柱获得了低频段高阻尼、高频段小阻尼的自适应外特性,其对低频振动尤其是对共振峰具有明显的抑制作用,在中、高频段的统计隔振效果也更好,即在较宽的频带范围内取得了良好的隔振性能。

(3) 所提出的宽频带波纹管流体减振支柱概念、力学模型和产品原型,以及所建立的设计理论和仿真结果,为下一步进行样机制造与实验、为航天器研制高性能隔振器奠定了基础。

参考文献

[1] JIAO X L, ZHAO Y, MA W L. Nonlinear dynamic characteristics of a micro-vibration fluid viscous damper [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2018, 92(3): 1167—1184.

[2] YUE S, TITURUS B, NIE H, et al. Liquid spring damper for vertical landing reusable launch vehicle under impact conditions [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 121: 579—599.

[3] 孙秀婷, 孙英超, 钱佳伟, 等. 低频大幅隔振器设计及实验[J]. *动力学与控制学报*, 2024, 22(2): 59—67.

SUN X T, SUN Y C, QIAN J W, et al. Design and experiment of a vibration isolator for low frequency

and large amplitude excitation [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2024, 22(2): 59—67. (in Chinese)

[4] TRUBERT M, FANSON J, DAVIS P. Testing and application of a viscous passive damper for use in precision truss structures [C]//*Proceedings of the 32nd Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*. Baltimore, MD. Reston, Virginia: AIAA, 1991: 996.

[5] DAVIS L P, CUNNINGHAM D C, DUNCAN D H. A three parameter viscous damper and isolator: EP0623763B1 [P]. 1994-09-11.

[6] HADDEN S, RUEBSAMEN D T, Goold R. Three parameter, multi-axis isolators: EP2518366B1 [P]. 2012-10-31.

[7] 孙靖雅, 王超新, 黄修长, 等. 一种高性能流体阻尼隔振器及并联隔振平台: CN104632989B [P]. 2017-03-15.

[8] JIAO X L, ZHAO Y, MA W L. Normalized study of three-parameter system in the time domain and frequency domain [J]. *Shock and Vibration*, 2017, 2017: 9153178.

[9] 黄子祥. 机载敏感设备的三参数隔振元件与多向隔振系统研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2021.

HUANG Z X. Research on three-parameter isolator and multidirectional isolation system for sensitive airborne equipment [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2021. (in Chinese)

[10] 吴建铭, 沈杰, 朱庆华, 等. 一种液电混合式主被动一体化宽频隔振装置: CN115897837A [P]. 2023-04-04.

[11] 张伟年. 基于电磁驱动与液体阻尼的 Stewart 平台动力学设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2020.

ZHANG W N. Dynamics design of Stewart platform based on electromagnetism drive and liquid viscous damping [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2020. (in Chinese)

[12] 陈学东, 王敏, 孙一休, 等. 一种六自由度微振动抑制平台及其控制方法: CN106286692B [P]. 2018-07-03.

[13] 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 S W, GUO Q R, HE W, 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)

- [14] 武耀,冯咬齐,冯国松,等.空间站吸声降噪设计的仿真评估与验证[J]. 航天器环境工程, 2018, 35(4): 330-335.
WU Y, FENG Y Q, FENG G S, et al. Simulations for evaluation and verification of acoustic design of space station module [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2018, 35(4): 330-335. (in Chinese)
- [15] 游进,姚丽坤,王昊,等.密封舱控制力矩陀螺振动噪声控制分析与验证[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(2): 85-89, 118.
YOU J, YAO L K, WANG H, et al. Analysis and validation of vibration and noise control of control moment gyroscope on a sealed capsule [J]. Noise and Vibration Control, 2022, 42(2): 85-89, 118. (in Chinese)
- [16] 王文林,陈汝星.航天器控制力矩陀螺变阻尼变刚度、宽频带并联隔振系统:CN118008996B [P]. 2024-08-16.
- [17] LIU M H, CAO H, LIU C, et al. Micro-vibration test of high resolution spacecraft [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2021, 1877 (1): 012021.