半主动控制隔离器的研究进展及发展途径

曾泽瑾^{1,2}, 张磊^{1,2*}, 闫明², 张春辉¹

1. 海军研究院, 北京 100161;

2. 沈阳工业大学机械工程学院, 沈阳 110870

*联系人, E-mail: FREDA_ZL@126.com

收稿日期: 2020-09-30; 接受日期: 2021-02-22; 网络出版日期: 2021-06-11

国防科学技术预先研究基金(编号: 102030205)资助项目

摘要 工程应用中的敏感设备难免受到振动或冲击的干扰, 需要安装隔离器来提高设备的抗干扰能力. 被动隔离器, 由于其隔振抗冲击机理限制, 已越来越难以满足复杂环境下更高的隔振抗冲击需求; 主动控制隔离器由于耗能大、成本高, 导致其应用领域受到限制. 相对这两者而言, 半主动控制隔离器仅需要较少的外部能量就能够完成出色的振动控制, 要比主动控制更为稳定; 而且在宽频域范围内工作时, 其性能要比被动控制更为灵活. 然而, 目前对半主动控制隔离器在隔振或者抗冲击单一模式下的性能研究较多, 而在两者混合情形-隔振抗冲击方面的研究甚少. 针对半主动控制隔振或抗冲击器相关领域的研究应用, 本文概述了国内外近10年半主动控制隔离器的理论研究情况, 以及相关成熟技术在舰船、航空、汽车、建筑等领域的应用情况; 系统讨论了现有半主动控制隔离器的减振或缓冲方面所面临的问题以及挑战, 提出了一套关于半主动控制隔振抗冲击系统的设计指南, 为半主动控制隔离器的发展方向 and 性能改善提供参考.

关键词 半主动控制, 隔离器, 振动控制, 隔振抗冲击器

PACS: 05.45.-a, 05.45.Xt, 87.10.-e

1 引言

实际工程应用当中, 强烈的外界激励能够导致一系列问题, 如敏感设备的损坏、设备定位精度下降、操作人员的不适感等^[1]. 隔离器能降低外界激励对设备的影响. 因此一些较为敏感的设备, 如高精度加工机器、精确导航设备、汽车座椅、航天电子设备等, 都需要安装隔离器, 从而提高设备隔振能力和抗冲击能力. 隔离器主要分为三类: 被动控制隔离器、主动

控制隔离器和半主动控制隔离器. 被动控制隔离器通常由刚度阻尼元件组成; 主动控制隔离器除了刚度阻尼元件, 还有复杂的信号采集系统、反馈系统和执行器; 而半主动控制隔离器由刚度阻尼元件以及简单的控制系统组成.

被动控制隔离器具有结构简单、易于安装、方便设计等优点, 但若系统受到的激励频域范围比较广时, 受到自身固有属性的限制, 被动隔离器不会工作在最佳状态. 随着控制技术的发展, 出现主动控制隔离器,

引用格式: 曾泽瑾, 张磊, 闫明, 等. 半主动控制隔离器的研究进展及发展途径. 中国科学: 物理学 力学 天文学, 2021, 51: 124603

Zeng Z C, Zhang L, Yan M, et al. Recent advances and future research directions in semiactive control isolator (in Chinese). Sci Sin-Phys Mech Astron, 2021, 51: 124603, doi: [10.1360/SSPMA-2020-0382](https://doi.org/10.1360/SSPMA-2020-0382)

其能够利用振动或冲击环境的反馈信号来控制系统参数, 从而适应激励环境的变化, 增强系统的隔离性能^[2,3]. 然而, 主动控制隔离器需要大量的外部能量来驱动执行机构; 另外, 其通常都是使用高性能传感器, 如利用伺服型加速度计探测振动信号, 成本十分昂贵. 由于耗能大、成本高等缺点, 主动控制隔离器一直很难扩展到一般应用领域.

相比被动控制和主动控制隔离器, 半主动控制隔离器在被动控制基础上增加了简单稳定的控制模块, 从而具有结构简单和反馈控制的优点. 因此, 半主动控制隔离器仅需要较少的外部能量就能够取得较好的隔离性能, 这要比主动控制更为稳定; 并且在广频域范围内工作时, 其性能要比被动控制更为灵活, 所以半主动控制隔离器引起了研究人员的高度兴趣. 目前半主动控制在工程振动与冲击领域具有较为广泛的应用, 如航天飞行器、机械手、精密仪器等^[4-8].

然而, 半主动控制技术在纯隔振或者纯抗冲领域的研究较多, 而在两者混合情形-隔振抗冲领域的研究甚少. 隔振器与抗冲器两者原理不同, 以往的隔振器主要用于防止系统共振和降低最大幅值响应, 而冲击隔离效果不能令人满意; 相类似, 抗冲器主要用于降低冲击响应, 而未充分考虑系统的隔振能力. 为适应复杂振动冲击环境, 有必要对设备的隔振抗冲性能进行深入研究.

为进一步研究半主动控制隔振抗冲器, 本文首先概述了国内外近10年半主动控制隔振抗冲器的理论研究近况, 对具有代表性的半主动控制隔振器的结构原理、试验方法进行概述; 然后, 对现有半主动控制隔离器的控制方法和结构参数性能进行评估; 最后, 提出了半主动控制隔振抗冲体系, 从而期望解决现有的隔振抗冲击问题, 并展望了其应用前景及发展途径.

2 半主动控制隔离器模型求解

半主动控制隔离器利用信号反馈来控制系统参数变化, 如刚度和阻尼参数, 能够从本质上改善系统的隔离性能^[9]. 半主动控制技术能通过调整系统的刚度或者阻尼来适应工作环境, 这个特性能够扩大隔振器的有效工作范围, 解决被动控制隔振器隔振频域窄的缺点. 这类型可变刚度或者可变阻尼系统, 习惯上称之为非线性系统, 为了更好地掌握半主动控制隔离器的

原理及应用, 这里首先介绍一下非线性系统的一些基本特征. 非线性机械系统的运动微分方程如下:

$$ma + f_c(v) + f_k(x) = f(t), \quad (1)$$

其中 x 为质量块 m 的位移, a 为 x 的二阶导数, v 为 x 的一阶导数, $f_c(v)$, $f_k(x)$, $f(t)$ 分别为关于 v , x , t 的非线性函数, 因此方程(1)又称为非线性微分方程.

近些年, 国内外已经有大量研究关于可变刚度、可变阻尼这两个变参数对隔离性能的影响. Snowdon^[10,11]是最先将非线性元件引入到冲击隔离理论中的研究人员之一, 并且发现具有“软特性”的弹性元件能够改善隔离器的性能; 另外, Kovacic等人^[12]进一步探索了非线性因素对弹性元件的影响.

由于半主动控制隔离器中的刚度和阻尼参数是可变的, 所以其所对应的运动微分方程也可通过方程(1)来表达, 其中 $f_c(v)$, $f_k(x)$ 分别为可变刚度项和可变阻尼项. 非线性系统在强迫激励作用下具有一些非线性振动特征, 如内部共振、次谐波共振、超谐波共振、跳跃问题等. 为获得非线性系统的解析解, 许多研究人员通过努力获得了一些能够与数值解相近的解析解. Yamamoto课题组^[13]、Chen等人^[14]、Xiong等人^[15]使用谐波平衡法、增量谐波平衡法对非线性系统的响应和传递性进行求解; Ahn^[16]利用奇数幂多项式的形式建立了一类型的对称非线性模型, 用于表达不同类型的准零刚度隔振器, 加强了解析分析的可行性. 关于非线性隔振系统的详细非线性特征和解析求解方法, 可以参考Ibrahim^[17]的综述文献和陈树辉^[18]的专著.

虽然经典非线性方程的解析解能够接近数值解, 但对于半主动控制隔振器这类型的强非线性模型的求解仍然十分困难. 直接利用数值计算软件, 如MATLAB/Simulink模块, 能够便捷地求解强非线性方程, 进一步提高半主动控制隔振器的研究效率^[19,20].

3 半主动控制隔离器技术进展

半主动控制技术能够得到广泛应用, 得益于主动控制技术中一些成熟稳定的控制方法; 除此之外, 半主动控制技术还得益于一些新材料和磁力弹簧结构. 新材料包括磁致伸缩材料、电流变、磁流变材料等. 因为在半主动控制隔振器中, 总是要对隔振器的某一元件变量进行控制, 如质量、刚度或者阻尼元件, 而

这些新材料的出现恰好给刚度和阻尼的大小控制提供了易操作性^[21]. 具有可变阻尼器的半主动控制技术能够根据实际需要改变系统阻尼比, 从而整体降低系统的加速度传递率, 如图1所示.

3.1 半主动控制方法

当隔离器受到扰动时, 通过半主动控制方法对系统反馈信号(通常是位移反馈或者速度反馈)进行控制, 能够改善隔离器的性能. 例如, 适当增加系统刚度和减小刚度能够分别改善系统的静平衡状态稳定性和隔离频域范围, 适当增加阻尼和减小阻尼能够分别改善系统的共振幅值和传递率.

Leitmann^[22]和Choi等人^[23]基于李雅普诺夫稳定理论设计控制器完成振动能量消耗最大化的研究和电流变液的复合梁振动性能的研究. Wagner等人^[24]研究了汽车振动隔离系统的非线性建模和控制, 并介绍了两种类型的执行器和一系列控制器的设计过程. Yan等人^[25]提出具有分散参数隔离器的主动振动隔离系统, 并利用绝对速度反馈AVF方法进行控制. Li等人^[7]利用PD控制方法完成MR阻尼器控制, 从而对SCARA机器人进行半主动控制. Heertjes和van de Wouw^[26]研究了液压振动隔离器的非线性动态性能及控制方法. Son等人^[3,27,28]提出的被动冲量传递冲击阻尼器能将激励力所产生的冲量传递给阻尼器质量, 从而大大降低振动系统的冲击振动响应, 并基于该被动方法分别研究了实时控制器和数字控制器两者的振动控制性能.

还有一些主动控制方法广泛应用于半主动控制中, 如线性二次型最优控制、模糊控制、开关控制、实时控制、延时补偿控制、鲁棒控制、神经控制等,

不同的控制逻辑具有不同的特性^[29-31].

正是由于这些成熟的控制方法和新材料的出现, 为隔离器的参数控制提供了更大的可能性.

3.2 可变刚度隔离器研究

在隔离系统中, 刚度对系统的响应时间和工作频率范围有着重要的影响. 因此通过改变隔离器的刚度可以适应不同振动冲击环境. 目前的可变刚度隔离器主要有连续可变刚度隔离器和开关刚度隔离器.

3.2.1 连续变化刚度隔离器

连续可变刚度隔离器的弹性元件分为非线性弹性元件和组合弹性元件两种. 非线性弹性元件的刚度随着结构形变量改变而发生变化, 如传统弹性元件橡胶、碟簧、梁结构、液压弹簧、空气弹簧、钢丝绳弹簧等. 还有一些新型智能材料, 如压电结构执行机构、形状记忆合金、电流变液和磁流变液结构, 这些材料通过不同的机械结构和控制手段完成刚度参数变化控制^[32-39]. 另外, 通过改变多个弹性元件连接方式也能够获得连续可变刚度特性, 其中最具有代表性的是准零刚度隔离器, 也称为高静态-低动态刚度(HSLDS)隔离器, Ibrahim^[17]的综述文献对其进行了大量介绍. 除此之外, 在近10年内, 也有很多关于准零刚度隔离器性能研究. Zhang等人^[40]、Liu等人^[41]、Anvar等人^[42]都研究了被动式准零刚度结构的静动态特性、隔振性能和隔冲性能^[43].

另外, 通过机械弹簧与磁力弹簧的组合也能够获得零刚度特性. 磁力弹簧通过多个永磁铁或者电磁铁之间的组合获得, 通过调整永磁铁或者电磁铁之间的

图1 (网络版彩图)半主动控制技术与被动控制技术对比

Figure 1 (Color online) The comparison of semi-active control technology and passive control.

间隙和回路电流就能够获得不同磁力, 并且改变磁力方向就能够产生负刚度和正刚度. 与机械或者液压结构相比, 磁力装置具有一些优势, 如结构紧凑、整洁、快速响应、机械结构不直接接触等. 也正是因为磁力弹簧的应用, 引起了半主动控制隔振器的一阵研究热潮. Carrella等人^[44-46]利用永磁铁与圆柱螺旋弹簧的组合设计了一种准零刚度隔离器, 并对其振动隔离性能进行研究; Robertson等人^[47]对HSLDS振动隔离器的磁弹簧进行理论分析; Mizuno等人^[48]和Hoque等人^[49]利用零功率控制器完成磁力悬浮控制和三轴并联机构微振动隔离控制.

另外, 2010年, Zhou和Liu^[50]提出可调式刚度振动隔离器, 该隔离器是通过机械弹簧和磁力弹簧两者并联的, 其中磁力弹簧通过电磁铁和永磁铁两者并联获得, 该隔离器不仅具有HSLDS特性, 还具有被动控制和半主动控制两种模式. 利用该装置只要选择适当的间隙距离和电磁铁电流, 隔离系统就能够具有较低的恒定动态刚度; 而且理论分析和实验结果说明, 减小间隙或者增加电流都能够扩大隔离区域. 这种可调技术可以保证, 当系统受到不同激励频率作用时, 隔振器能够通过及时的参数调整而获得最佳隔振性能.

2013年, Wu等人^[51]提出一种具有负刚度的新型电磁弹簧振动隔离器. 这种隔离器将正刚度弹簧与具有负刚度的电磁弹簧(MS-NS)相连接, 从而具有了高静态-低动态刚度. 通过实验测试发现MS-NS系统仅在小振动范围内可近似为线性刚度. 另外, 为验证MS-NS系统的隔振性能, 分别测试了有和没有MS-NS系统两种状态下的隔离性能. 测试结果表明, 具有MS-NS的振动隔离器能够降低隔离器的自然频率, 扩大系统的隔振频域范围.

2015年, Ledezma-Ramirez等人^[52]提出一种用于冲击隔离的非线性低动态刚度装置. 在实际工程问题中, 冲击所产生的振动响应十分复杂, 振动隔离难度系数高. 为研究高静态-低动态刚度隔离器的冲击隔离性能, 他们通过钕磁铁与电磁铁组合安装, 制作准零刚度原理样机, 并完成4组对比试验. 实验研究结果展示了系统固有频率的控制规律, 并证实低动态刚度隔离器具有较好的冲击隔离性能. 但是该隔离器也存在一些缺点. 例如, 当增加输入激励幅值时, 由于受到非线性系统在大变形时硬化特性的影响, 导致系统的隔离性能降低; 另外, 这种低动态特性虽然能够改善系统

隔离性能, 但是相比线性系统而言, 对冲击强度更加敏感, 这就意味着随着冲击强度的增加, 隔离器同一频段的隔离性能可能由优转为劣.

除了上述的磁力弹簧结构, 还可以通过伺服电机来完成系统刚度控制而获得准零刚度特性. 2014年, Sun等人^[53]基于时间延迟主动控制方法, 研究了半主动控制准零刚度隔振器的隔离性能. 通过稳定性和分岔分析, 说明该主动控制方法不仅可以改善系统在平衡位置的鲁棒性和降低系统在冲击载荷作用下的瞬态响应稳定时间, 而且发现适当的延迟时间和刚度不仅能够一定程度上避免或抑制系统的分岔现象和混沌行为, 还能够改善系统的传递性.

3.2.2 开关刚度隔离器

另一种可变刚度隔离器, 即开关转换刚度隔离器, 利用高刚度和低刚度两个状态之间的转换来实现一种可转换刚度系统. 开关转换刚度隔离器在实际工作中, 需要通过执行器完成不同刚度状态之间的转换, 需要加入主动控制元件. 20世纪80年代, Chen^[54]发现通过可变刚度来控制结构振动的方法是可行的, 而且对具有小阻尼系统的的振动抑制也有效. 接着Onoda等人^[55-57]就将这种可变刚度理论应用于实际中, 如桁架的减振. Winthrop^[58]在文献中提及这类型的刚度转换系统具有结构简单和快速响应的优点, 所以也吸引了许多研究人员的兴趣. Jabbari等人^[59]和Leavitt等人^[60]研究了刚度的转换方法和气压阀的复位技术, 这种复位技术在任意时间都能从振动系统中吸收能量. Sayyad和Gadhav^[36]提出可变刚度电磁吸能器来控制梁结构的振动. Min等人^[61]提出利用一系列刚度转换系统实现半主动控制的概念. Ledezma-Ramirez等人^[62-64]提出可调节刚度的方法, 在冲击过程中和结束后都能够完成刚度大小的控制, 不仅能降低残余振动, 而且能够减小系统的峰值响应. Tran和Liu^[65]发现时间延迟控制对刚度转换系统隔离性能具有重要的影响. Greiner-Petter等人^[66]建立了一个转换流体结构, 由两个序列磁流变液阀和两个序列弹簧组成. Scheidler等人^[67]所提出的刚度转换结构通过磁致伸缩传感器实现, 通过可变磁场的实时控制磁致伸缩材料的刚度.

2011年, Ledezma-Ramirez^[62]利用传递率与脉宽比的关系曲线特性, 提出一种开关转换刚度结构来改善系统的冲击响应. 他利用开关控制逻辑完成高刚度状

态和低刚度状态之间的转换. 该半主动控制方法在冲击阶段, 用高刚度状态控制设备的位移响应; 在冲击结束后的残余振动阶段, 利用低刚度状态抑制残余振动. 以系统所产生的最大绝对加速度、位移响应、相对位移响应和系统有效阻尼比为评估指标, 判别系统的隔离性能, 发现该半主动控制隔振器在两个阶段所表现的隔离性能都优于线性被动系统. 2014年, Ledezma-Ramirez等人^[64]对该结构进行改进, 新结构利用主系统与辅助系统两个质量块之间的非弹性碰撞和黏性阻尼完成能量消耗. 但是该类型隔离器并没有通过相关实验验证, 是否能够通过半主动控制方法进行精确控制而达到最佳隔离效果, 还有待验证.

2017年, Min等人^[61]提出一种半主动控制的串联刚度转换系统. 由于传统的隔振系统在激励载荷作用下, 弹性元件的势能总是在质量块减速阶段增加, 在加速阶段释放. 所以他们利用半主动控制技术完成弹簧的作用时间控制, 整个减振过程中, 一个弹簧只受拉伸作用, 另一个弹簧只受压缩作用.

他们所提出的方法能将弹性元件所存储的势能不再释放到质量块上, 较好地解决残余振动响应问题. 但是这类半主动控制方法只能应用于质量块受迫振动场合, 不能应用于基础激励作用场合. 因为系统中弹性元件所存储的能量需要进行释放, 若应用在基础激励场合, 那么能量只能释放给质量块, 加剧质量块的振动响应.

目前的开关刚度隔振器和抗冲器仅停留在理论研究阶段, 虽然在理论层面上能够大幅度地提高系统的隔振效果, 但实际装置的设计和实现还是有待进一步验证; 相比之下, 磁力弹簧的刚度参数控制比较容易, 而且相关的结构设计及加工安装过程都不算复杂, 而且磁力弹簧在不同连接方式下具有不同的隔振效果, 能够适应不同的振动冲击环境.

3.3 可变阻尼隔振器研究

除刚度之外, 阻尼也是系统的一个重要参数. 阻尼能够持续消耗系统能量, 从而最终恢复到平衡状态. 但是在不同的工作环境中, 系统阻尼所产生的效果不同, 如在振动隔离中希望在共振区增加系统阻尼比, 而在振动隔离区减小阻尼比. 由于冲击激励的脉宽短, 所以其所对应的频带宽, 为了提高系统抗冲性能, 通常抗冲器的阻尼都比较大. 显然, 隔离器在不同激励载

荷作用下的隔振抗冲性能会受到系统固定阻尼的限制. 通过半主动控制完成系统阻尼参数控制, 受控系统的隔离性能就会得到改善. Hundal^[68]、Chandra等人^[69]、Narkhede和Sinha^[70]对变阻尼隔离器进行了大量研究. 另外, Rakheja和Sankar^[71]研究了半主动开关阻尼器的振动和冲击隔离性能, 利用相对位置和相对速度信号来产生控制信号, 对传统液压阻尼器进行控制; 研究发现, 当激励周期与系统周期比值较大时, 开关阻尼器表现出较好的冲击隔离性能, 加入开关阻尼器后, 在无阻尼共振频率的90%处就开始进入振动隔离区. 随后, Liu^[21]、Waters等人^[72]将半主动控制技术应用于阻尼器的控制中, 并将其应用于基础隔振领域. Ledezma-Ramirez等人^[73]以单自由度系统为研究对象, 探究了几个著名的可变阻尼方法. 除了利用半主动控制技术完成传统阻尼器的控制之外, 还有一些新型智能材料也被广泛应用于半主动控制隔振器中. 磁流变液体(MRF)是智能材料的一个重要分支, 通过控制材料外部的磁场就能改变材料的机械特性和流变特性, 将这类型的磁流变液阻尼弹簧系统应用在半主动振动隔离系统中具有明显的优势, 如快速响应、实时控制性^[74,75]. Rahbari等人^[76]利用半主动控制技术直接控制磁流变(MR)阻尼器, 完成建筑结构的地震响应衰减. 2014年, Li等人^[7]利用PD控制方法完成MR阻尼器的控制从而降低SCARA机器人转动关节的转角响应, 该方法能够较好地抑制在机器人启动位置和终止位置两个状态的瞬时冲击响应以及残余振动.

同步转换阻尼电压源(SSDV)作为一种高效的非线性振动阻尼技术, 在近些年被广泛应用. 2017年, Bao和Tang^[77]利用半主动控制方法完成了自适应同步转换阻尼的控制. 与传统的SSDV技术相比, 文中所提出的方法不需要实时控制器和外部传感器辅助实现. 该结构主要由悬臂梁和控制模块组成, 在悬臂梁的固定端上粘贴有压电材料. 当悬臂梁的固定端在电磁振动台的激励作用下, 自感应SSDV回路能够降低悬臂梁的自然频率. 最后发现通过适当增加回路电压, 能够较好地降低振动幅值, 但是电压一旦超过某一极限值, SSDV不但不会降低振动, 反而会增加振动.

3.4 可变刚度-可变阻尼混合隔振器

在之前所提及的国内外研究成果来看, 利用半主动控制技术所获得的可变刚度隔离器和可变阻尼隔离

器均具有较为出色的隔离性能. 但纯粹的可变阻尼隔离器仅在高频区具有较好的隔离性能, 在低频区并不能够改善系统响应, 并存在零刚度变化和高固有频率的缺点^[78]. 并且Ledezman-Ramirez等人^[73]的研究发现, 纯粹的阻尼控制技术仅对残余响应和相对响应有很小的改善.

因此, 许多研究人员开始对可变刚度-可变阻尼混合类型隔离器产生兴趣. Choi等人^[23]研究了这种含有电流变液的复合梁振动性能. 这种具有电流变液的弹性结构在电场作用下能够改变结构的刚度和阻尼, 参数的转变可以在微秒级别上完成(10^{-4} – 10^{-5} s). Leitmann和Reithmeier^[79]研究了基于电流变液方法的振动系统半主动控制. Li等人^[33]利用磁流变液技术开发了一项可变刚度-阻尼隔离器. Nitzsche等人^[80]分析了如何改变可变刚度和阻尼来改进系统的特性, 而且提出了有效的控制方法并将其应用于直升飞机的叶片中.

另外, 2005年, Liu等人^[81]基于阻尼开关控制技术提出了单自由度可变刚度-阻尼控制方法, 并利用两个条件函数表达式(2)和(3)来完成对刚度和阻尼的控制. 研究发现, 不论是基础激励响应还是强迫力响应, 可变刚度-阻尼隔振器的隔振性能均优于纯粹的可变阻尼或可变刚度隔振器.

$$f_d = \begin{cases} -c(\dot{x} - \dot{x}_0) & \text{if } \dot{x}(\dot{x} - \dot{x}_0) > 0, \\ 0 & \text{if } \dot{x}(\dot{x} - \dot{x}_0) < 0, \end{cases} \quad (2)$$

$$f_s = \begin{cases} -k(x - x_0) & \text{if } \dot{x}(x - x_0) > 0, \\ 0 & \text{if } \dot{x}(x - x_0) < 0. \end{cases} \quad (3)$$

一般来说, 可变刚度结构十分复杂, 而且其响应具有延迟性; 但是由于MR阻尼器容易实现可变阻尼, 所以在MR阻尼器的配合下, 利用一个简单结构就可以实现可变刚度-阻尼隔振器. 理论上证明了可变刚度-阻尼隔振器具有出色的隔振性能后, 2006年, Liu等人^[82]利用MR阻尼器完成可变阻尼和刚度的振动控制, 并将其应用于一个二自由度系统, 将其制作成原理样机进行研究. 通过实验测试系统的隔振性能, 改进结构能够改善加速度与相对位移传递率. 为进一步简化隔振器结构, 2008年, Liu等人^[78]对所提出的可变刚度-阻尼控制系统进行改进, 该系统仅利用两个可控阻尼器来完成刚度和阻尼的调整, 改进的隔离器结构紧凑简单, 容易应用于实际工程系统.

2008年, Li等人^[33]基于磁流变液技术, 研究了一项新型囊状可变刚度-阻尼隔离器. 该磁流变液隔离器由两个可变体积的橡胶囊组成, 囊内填充有磁流变液体, 另外还有连接管道和磁流变液阀等元件. MR阀中MR液体的剪切应力由磁场强度确定, 通过回路电流来控制磁场强度, 从而改变隔离器的刚度和阻尼. 实验结果表明, 随着磁场强度的增加, 系统所消耗的能量或阻尼力随之增加. 另外, 当电流从0增加到0.75 A时, 装置的刚度变化导致系统固有频率增加了1.7倍, 证实了这类系统的刚度和阻尼参数可变范围较宽, 能够应用于一些新兴半主动控制装置.

3.5 其他类型隔振器

半主动控制隔振器中, 除了3.1–3.3节中所提及的刚度或阻尼参数变化隔离器, 吸能附件具有令人满意的减振效果, 如压电材料、动态吸能器、冲量传递阻尼器等.

压电材料具有极好的机械电子耦合特性和频响特性, 在半主动控制隔离器的应用中表现出优越的隔振性能. 2009年, Qiu等人^[6]对智能结构中使用压电执行器对半主动振动控制方法进行了综述.

另外, 在复摆结构上安装被动式动态振动吸能器(DVA)可以产生非线性科氏阻尼, 从而降低复摆的摆动^[83,84]. 2012年, La^[20]提出一种动态振动吸能器的半主动开关阻尼控制方法, 通过控制阻尼力的作用方向与结构速度方向相反, 从而放大DVA的共振运动, 大幅度降低系统共振峰值. 利用相同的原理, 2013年, Sayyad和Gadhav^[36]提出使用可变刚度磁力吸能器来吸收系统的共振能量, 其原理是通过调整吸振器中三块磁铁的间隙来接近激励载荷的频率, 最大程度地吸收激励能量.

除此之外, 研究人员还对另一种吸能结构——非线性能量阱(NESs)进行了大量研究. 由于NESs不包含线性频率成分, 所以和任意模态的主结构都能发生共振, 从而能够解决频域范围较广的激励载荷的冲击隔离问题. 2001年, Vakakis^[85]利用被动NESs进行振动隔离控制, 并证明其能够有效吸收瞬态干扰能量, 研究发现, 当激励幅值不断增加, NESs所吸收能量也随之增加, 这一现象证明NESs能够有效吸收主系统的振动能量. 接着在2003年, Vakakis^[86]将其应用于冲击隔离设计中, 发现NESs能够显著减小有害激励的扰动强度.

2008年, Lee等人^[87]对振动吸能器的应用进行综述, 认为NES装置与可调振动吸能器(TVA)的结构十分相似, 但是它们在本质上存在区别. TVA仅在较窄的频域内能够产生有效的隔离效果, 而NES能够与较宽频域的主结构相互作用, 因此NES比TVA具有更好的鲁棒性能.

除了半主动控制隔离器, 这里介绍一种主动控制隔离器-冲量传递阻尼器, 由于其吸能结构比较新颖特殊, 可用于借鉴^[88]. 2011年, Hara等人^[88]在冲量守恒概念的启发下, 利用冲量传递阻尼器对行星探测航天器进行了冲击响应控制. 文献中一共研究了三种工况: 无冲量传递冲击缓冲器、有被动冲量传递冲击缓冲器和有主动冲量传递冲击缓冲器, 其中在飞行器着陆响应控制中, 主动冲量传递冲击缓冲器具有最佳性能.

2007年, Son^[27]利用被动冲量传递阻尼器将激励力所产生的冲量传递给阻尼器质量, 从而大大降低了振动系统的冲击振动响应. 被动控制冲量传递阻尼器(PMEID)利用弹簧-阻尼-质量结构吸收主系统所传递的冲量^[2]. 之后, Son^[27]基于该被动方法先后提出持续时间控制设计和数字控制器设计方法, 从而完成主动控制冲量传递阻尼器(AMEID)设计, 该控制方法能够有效降低系统的加速度响应和传递率. 该工作将执行器安装在阻尼质量和接触弹簧之间, 并假设阻尼质量由软弹簧和缓冲器支撑. 当主质量受到冲击时, 执行器会模拟产生主动力来推动接触弹簧和阻尼质量, 从而增加接触弹簧力并且补偿主质量所产生的冲击响应. 在接触过程中, 接触弹簧就会将冲量传递给阻尼质量从而释放弹性性能.

以往的半主动控制技术都只是通过控制系统刚度或阻尼而降低残余振动的响应峰值, 并快速恢复到平衡位置. 而冲量传递阻尼器可以显著降低系统的第一加速度响应峰值, 能够提高系统的抗冲击性能.

4 半主动控制隔离器实际应用领域

在实际工程应用中, 振动冲击的隔离问题是广泛存在的. 因为敏感设备在强烈振动作用下, 其所产生的应力或者应变会超过设备的设计允许值, 就会导致设备受损. 另外, 在有限空间内弹性安装的设备, 在冲击作用下, 设备与主结构之间的最大相对位移一旦超过原有安装间隙, 就会引起碰撞. 目前, 半主动控制方

法主要在汽车、建筑和航空等领域具有迫切需求, 也引起了研究人员的高度关注.

Guglielmino和Edge^[89]将可控摩擦阻尼概念应用于交通工具中, 从而改善舒适性和稳定性^[90]. 他们利用车辆悬挂系统中的这个装置来保护系统不受外界激励的影响. dos Santos等人^[91]提出一种转子系统的有效应用, 通过智能弹簧执行机构来改变自然频率, 从而避免临界速度的影响. Saadat等人^[32]将NiTi形状记忆合金(SMAs)用于地震振动问题.

4.1 航空系统

由于航空系统的性能主要依赖于精确的定位和精密的结构, 所以必须保证系统在外界干扰下具有较小的结构动态响应. 飞行器的动量飞轮装置在实际工作中会产生飞轮静态不平衡运动、电机干扰信号、轴承噪声等干扰振动, 这些振动会对飞行器上的高精度设备的性能产生影响. 为了解决这一问题, Zhou和Li^[30]设计和分析了一种基于折叠梁隔振平台, 如图2所示, 在原有被动隔离器的基础上, 安装压电传感器和执行机构从而获得机构的物理反馈, 完成隔离器的主动控制, 提高隔离器在低频段的隔离性能. 2010年, Kamesh等人^[92]同样将智能折叠梁结构应用于飞行器中的微振动控制中, 并获得较好的隔离效果.

因为在很多机械结构系统中难以使用黏弹性材料、流体阻尼或者其他黏性阻尼材料, 如在飞行器引擎中只能利用摩擦阻尼来减小叶片的振动幅值. 通常情况下, 摩擦阻尼主要应用于被动隔振系统中, 通过控制接触区域的正压力而改善系统隔振性能. 但是, 2016年, dos Santos等人^[93]提出一种关于半主动控制摩擦阻尼的评估方法, 并提出评估所使用的理论模型和实验装置. 在该文献中提及5种控制方法, 并通过谐波平衡法获得摩擦系统的等效刚度和等效阻尼, 结果

图2 (网络版彩图)智能折叠梁平台
Figure 2 (Color online) Smart fold beam platform.

表明半主动控制摩擦阻尼可以改善系统的隔离性能.

4.2 桥梁及建筑抗地震领域

在近距离地面激励下, 非线性隔离桥表现出非弹性响应, 所以可在非线性隔离桥梁中加入半主动控制方法来提高桥梁的抗震性能.

2007年, Lee和Kawashima^[94]基于时间延迟控制, 采用线性二次调节最优控制算法完成非线性隔离桥梁的半主动控制. 研究表明, 可变阻尼器的半主动控制能够有效降低地震响应, Newmark补偿法对时间延迟非线性系统能够产生较好的补偿作用. 另外, 2014年, Weber^[19]基于实时控制的磁流变液阻尼器, 提出一种磁流变液阻尼器的半主动振动吸能器(MR-SVA). 根据无阻尼振动吸能器的原理, 通过MR的阻尼力改变系统的频率和阻尼, 从而适应实际结构频率. 通过MR-SVA内部阻尼的自适应非线性控制, 从而完成MR-SVA的相对运动约束. 与可调质量阻尼器相比, 当MR-SVA系统的频率调节为目标结构共振频率时, MR-SVA能将共振频率降低至少12.4%.

2013年, Suzuki等人^[39]基于频率参数提出一种可变刚度半主动振动控制系统, 通过控制系统共振频率的偏移来解决地震所引起的结构共振问题; 相对于被动系统, 半主动控制系统的最大加速度响应最高能够降低35%. 2015年, Oliveira等人^[95]提出一种基础隔离结构的半主动控制方法, 结构原理如图3所示, 通过数值计算和实验方法分析了可控地震激励结构的半主动控制方法, 结果表明半主动控制方法能够有效地降低结构响应.

除这些之外, 可控摩擦阻尼在隔震领域也有应用. Park和Kim^[96]提出一个半主动控制方法, 该方法通过干摩擦阻尼来降低空间桁架结构的瞬态振动. Mirtaheri等人^[97]将摩擦阻尼的概念扩展到圆柱安装形式来满足一些结构的隔震需求, 与别的摩擦阻尼不同, 它不需要高强度螺栓连接产生接触面之间的摩擦, 能够降低结构成本、简化设计计算、增加稳定性.

Northridge地震属于强震, 其加速度峰值为0.46g, 特征周期为0.28 s^[98]. 但是目前国际海军舰船抗冲击标准的加速度峰值高达500g, 冲击脉宽仅为十几毫秒, 而且在这种强烈冲击作用下还伴随着较高的速度响应和位移响应. 所以在现有地震领域的半主动控制技术研究基础上, 进一步加强冲击强度, 才能评估现有技

术的冲击隔离可靠性.

4.3 车辆领域应用

2016年, Trikande等人^[8]基于半主动控制方法的天棚控制和模糊控制逻辑算法, 提出了一种半主动振动控制技术来改善装甲机轮平台的振动隔离性能. 文献[8]主要研究了该控制方法对驾驶舒适性、路面稳定性、车辆运动幅值、操作时间和火炮控制系统的瞄准精度产生的影响, 结果表明半主动控制技术可明显提高驾驶控制性能.

磁流变橡胶(MRE)属于复合材料, 是在类似橡胶的固体聚合物媒介中填充对齐分布的磁化颗粒. MRE由轴芯、基础、线圈、无磁性环和MRE样品组成. 线圈、磁芯和基座组成电磁铁, 用于产生不同的电磁场, 从而完成连续可变刚度的控制.

为了设计一个准最优控制器, 建立一个关于集成座椅悬挂模型, 主要包括1/4车悬挂和具有驾驶员的座椅悬挂系统原理, 如图4所示. 当符合执行器运行条件时, 就可以利用MRE隔离器的连续可变刚度特性完成主动隔离器所需要的控制力. 文献提及颠簸路面和随

图3 (网络版彩图) 基础隔离结构的半主动控制原理模型

Figure 3 (Color online) Semi-active control of mechanical model for basic isolation structure.

图4 (网络版彩图) 1/4车模型实验原理

Figure 4 (Color online) Experimental principle of the quarter car model.

机路况两种环境中测试驾驶员的加速度响应研究, 结果表明, 就针对振动控制性能而言, 所提出的半主动控制方法优于传统开关控制方法.

4.4 精密仪器领域应用

在半导体制造和高精度测量领域中, 生产系统和测量系统的隔振手段十分重要. 这些领域的技术飞快发展, 对隔振系统有着更高的性能要求. 传统的主动控制系统需要消耗大量的外部能量, 因此Mizuno等人^[48]针对主动控制耗能大的问题, 想出解决方法, 即通过将零功率磁悬浮系统与弹簧组合, 并根据该原理设计出一种新型振动隔离系统. 当零功率磁悬浮系统与常规弹簧串联在一起时, 理论上能够产生无穷大的刚度来对抗外界干扰. 在对隔离器进行静态压缩实验过程中发现, 该隔离器在静态直接干扰作用下可以产生很高的刚度, 从而保证系统隔离平台在干扰作用下, 只产生微小的位移响应.

同样, 2011年, 日本埼玉大学的Hoque等人^[49]利用改进的零功率控制器产生高刚度状态, 提出一种基于并联机构技术的三轴振动隔离系统. 由于以往的集中质量块模型在结构上出现冗余, 所以通过模块化处理来克服这个缺点; 而且通过理论分析和实验研究表明, 模块化技术是一个可靠、高效的振动控制方法, 并且能够很好地替代传统主动振动隔离系统.

4.5 舰船领域的应用

随着导弹武器现代化以及攻击破坏性能强化, 海上舰船面临着复杂的振动冲击环境, 而舰船上关键设备的隔振性能以及缓冲性能是关键时刻保证舰船生命力的重要指标. 舰船上使用较多的隔振缓冲装置有钢丝绳、空气弹簧等被动控制隔离器, 由于自属性固定, 靠着非线性力学特征可满足一般的振动冲击环境, 因此半主动控制在舰船设备隔振缓冲领域具有较大的发展空间. 钟骏平等人^[99]为了改善舰船桅杆在恶劣海况环境中的振动情况, 利用模糊控制算法以及磁流变阻尼器实现桅杆半主动控制, 可有效降低系统的转角振动. 舰船上的冲击环境十分复杂, 为改善关键设备的缓冲效果, 潘炜等人^[100]用模糊PID控制算法以及磁流变阻尼器将被保护设备冲击响应有效降低. 耿超等人^[101]以可控阻尼器的高低状态进行半主动控制, 使得舰船内部设备的浮筏隔振效果得以改善. 张博^[102]利用电

动式半主动吸振器完成了复杂振动系统的隔振设计.

Kemmetmuller等人^[103]提出一种电流变液半主动控制冲击隔离平台, 并将其应用于舰艇和潜艇的敏感设备的冲击隔离防护. 这种隔离平台通过改变空气弹簧腔内压力, 完成系统刚度控制; 通过改变电流变液回路电压, 完成系统阻尼控制; 在该半主动控制隔离器作用下, 能够将 2400 m/s^2 的加速度激励降低到 125 m/s^2 , 将原有1.1 s的恢复平衡时间降低至0.6 s, 具有出色的冲击隔离效果.

2007年, 马里兰大学的Hiemenz课题组^[104,105]将磁流变液阻尼器的半主动控制悬挂系统应用于座椅的隔离系统中, 从而提高座椅的舒适度; 在该研究中, 磁流变液阻尼器中最重要的作用就是隔离从电机上传来的振动, 从而保证人员的舒适性.

2016年, 美国军队试验室研究了自适应能量吸收器, 用于加强冲撞安全技术的说明, 在试验的开始有两个选择: 磁流变能量吸收器和磁致伸缩摩擦能量吸收器, 但发现只有磁流变能量吸收器能够满足项目要求, 因此选择其作为研究目标, 并将该技术应用于美国海军直升飞机MH-60R的座椅上, 与传统的能量吸收器相比, 加速度响应能够降低32%. 该座椅能够调节的质量范围为 $907.18\text{--}1587.57 \text{ kg}$ ^[106]. 从上述的研究中可以看出, 磁流变液阻尼器在舰船方面的半主动控制应用较多, 基于该阻尼器的半主动控制, 能够实现舰船设备的隔振性能优化, 也能够改善缓冲性能.

5 讨论

在复杂振动冲击环境下, 选择适当的控制方法来控制系统刚度和阻尼参数, 能够在很大程度上改善隔离器的隔振性能; 另外利用一些吸能附件, 如冲量传递阻尼器、动态吸能器等, 也能够有效吸收振动冲击能量, 提高系统的抗冲性能. 从国内外研究现状来看, 半主动控制隔离器具有结构简单、便捷控制的优点, 在振动和冲击领域方面的相关研究也表明半主动控制隔离器相对被动控制具有更好的隔振或者抗冲性. 但是如何利用半主动控制技术同时提高隔离器的隔振性能和抗冲性能, 是亟待解决的难题. 所以接下来就半主动控制方法和结构参数对隔振抗冲性能的影响进行了讨论, 并提出半主动控制隔振抗冲系统的设计指南来进一步改善控制方法、优化结构参数和完善评估标

准, 从而期望攻克难题.

5.1 半主动控制方法讨论

在实际工程中, 传感器信号采集、数据采集仪、信号处理及反馈都需要一定的工作时间, 从而导致系统产生一定延迟. 目前所用的控制方法有很多, 越简单的控制方法其所需要的控制回路一般越简单, 如常见的模糊控制、开关控制等, 可以用于控制开关变化的刚度阻尼元件. 而复杂的控制方法, 如实时在线反馈控制、延时补偿控制、神经控制等, 就需要更多的传感元件和高精度计算器, 可以用于控制连续变化刚度阻尼元件.

在第3节中所提及的汽车领域和建筑领域都是半主动控制方法研究较多的领域. 这些领域中的振动载荷通常为颠簸路面、连续风载荷、地震等周期较长、作用时间长的连续载荷, 因此能够根据采集信号和反馈信号对可变刚度阻尼元件完成控制, 从而实现半主动控制的有效抑制振动. 另外, 汽车领域中半主动控制抗冲器所应用的场合是汽车行驶在恶劣的路面时出现的冲击作用, 冲击载荷的特征一般是小幅值的连续冲击. 但是这类型的冲击载荷与飞机弹射冲击、跌落冲击、舰船水下非接触爆炸、装甲车遭受的地雷爆炸冲击等强烈的冲击存在区别. 强烈的冲击载荷通常是瞬间发生的单次冲击, 由于冲击是几十毫秒至百毫秒级别脉冲激励, 信号基本上不能及时反馈. 通常需要在冲击作用前预测冲击载荷, 并通过半主动控制器将可变刚度阻尼元件的状态设置为最优值, 尽可能地降低冲击对结构的破坏程度.

随着半主动控制技术日趋成熟, 其所对应的半主动控制隔离器在隔振或者抗冲单一模式下能具有出色的隔离性能. 但是在隔振抗冲混合模式下, 半主动控制隔离器仍然缺乏可靠的控制技术以及对应控制方法的评估标准.

5.2 半主动控制隔离器结构参数性能讨论

目前有大量关于半主动控制隔离器的研究, 可以发现半主动可变阻尼控制能够降低系统的共振峰值, 以及隔离区的传递特性; 可变刚度能够降低系统频率, 扩大系统有效隔离区域; 可变刚度-阻尼系统能够同时具有上述的所有优点, 增加系统的柔性, 能够适应更加复杂的振动冲击环境; 另外, 通过添加吸能附件-冲量

传递阻尼器能显著降低冲击加速度响应的第一峰值. 值得一提的是, 半主动控制隔离器中最具代表性的是准零刚度隔离器和MR阻尼隔离器. 虽然准零刚度隔离器具有较好的隔振性能, 但是其仅在很小的振幅范围内具有准零特性, 而且系统的准零刚度特性对设备动态位置十分敏感, 导致调试困难. MR阻尼器在桥梁建筑的抗震领域应用较多, 也获得了很好的隔震效果, 但地震所产生的加速度峰值及脉宽与舰船海上的冲击环境相差甚远, 关于MR阻尼在强烈冲击环境中的应用还需进一步探讨.

5.3 半主动控制隔振抗冲设计指南

通过对现有半主动控制方法和隔离器结构参数性能的评估, 发现目前缺乏一个关于隔振抗冲混合模式下的半主动隔振抗冲控制方法、结构参数优化设计及隔振抗冲性能评估标准的设计指南, 如图5所示.

(1) 半主动隔振抗冲控制方法. 为解决半主动控制隔振抗冲器的控制问题, 必须建立一套兼顾隔振与抗冲的控制方法, 从而为隔振抗冲器的工程应用可靠性提供保障. 该方法具体过程如下: 首先, 利用开关控制方法确保隔离器能够在隔振和抗冲两种模式下进行任意转换; 其次, 在冲击作用之前, 必须通过冲击预测系统完成探测反馈或通过人工触发, 保证在冲击作用之

图5 (网络版彩图)半主动控制隔振抗冲系统设计指南

Figure 5 (Color online) Guideline for the design of a semi-active control of vibration and shock isolator.

前完成抗冲模式启动; 最后, 利用现有的半主动控制技术维持两种模式下的最佳隔离效果.

(2) 隔振抗冲器结构参数优化方法. 利用冲量传递阻尼器吸收冲击能量, 大幅度降低冲击过程中的响应; 接着通过匹配可变阻尼与可变刚度两个参数最大程度地吸收冲击残余响应. 所以通过目前的隔离器结构参数能有效降低设备隔振抗冲能力, 但是将隔离器的隔振抗冲性能最优化, 需要借助冲量传递阻尼器、可变刚度和可变阻尼这三个参数来完成, 从而达到用最简单的结构获得最优的隔振抗冲效果的目的.

(3) 隔振抗冲器性能评估标准. 目前的半主动控制隔振器主要是以隔振为主, 以汽车为例, 车身在常规道路上的振动, 需要半主动控制系统来进行有效隔振. 但是也不排除在恶劣环境下, 车身受到强烈颠簸, 相当于车身就会受到冲击作用. 所以汽车悬架系统的半主动控制系统大部分时间需要帮助结构进行减振处理, 从而保证人体的舒适性. 但是, 也需要考虑结构在恶劣环境下, 改善冲击对人体或关键设备的冲击损伤. 这种情况下, 要求半主动控制系统优先保证隔振性能, 而具有适当的冲击保护功能就行, 即振动隔离-冲击保护标准. 而对于着陆系统、飞机弹射系统、舰船水下非接触爆炸冲击等强烈冲击, 系统对隔振性能要求不高, 但是需要保证良好的抗冲性能, 从而改善冲击对关键结构的损伤, 即冲击隔离-振动保护标准.

由于对振动环境和冲击环境的敏感程度不同, 隔

振抗冲器的性能评估标准也应有一定区别, 通过细分隔振抗冲器的性能评判标准能够将隔离器与设备准确匹配, 提高设计效率并充分利用隔离器的性能. 针对不同的应用领域, 认为隔振抗冲器的性能评判标准可以分为隔振优先-抗冲保护标准和抗冲优先-隔振保护标准.

6 总结与展望

如何评判半主动隔离器的隔振抗冲性能, 目前还没有统一的标准. 例如, 传统舰船设备隔离器、汽车悬架系统等通常都是以隔振为主要指标, 未充分考虑系统的抗冲性能. 而且, 半主动控制器的研究主要针对隔振或抗冲的应用领域, 综合考虑隔离器的隔振和抗冲性能方面的技术尚不成熟. 因此在设计半主动控制隔振抗冲器的过程中, 需要提出被保护设备的隔振要求和抗冲要求的优先性, 判断半主动控制系统设计满足隔振优先-抗冲保护标准或者抗冲优先-隔振保护标准.

确定半主动控制隔振抗冲隔离器的评估标准后, 可参考图5中的设计指南流程, 结合现有成熟的半主动控制隔振技术和抗冲技术, 来实现设备隔振抗冲要求. 通过该设计指南所设计的半主动控制隔振抗冲隔离器能够适应复杂的振动冲击环境, 从而有希望将半主动控制隔离器推广至更多的工程应用领域.

参考文献

- 1 Snowdon J C. *Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems*. Weinheim: Wiley, 1968
- 2 Noolvi B, Raja S, Nagaraj S. Actively tuned vibration absorber using smart adaptive composites. *Mater Today-Proc*, 2017, 4: 3506–3512
- 3 Son L, Hara S, Yamada K, et al. Experiment of shock vibration control using active momentum exchange impact damper. *J Vib Control*, 2010, 16: 49–64
- 4 Du H, Li W, Zhang N. Semi-active variable stiffness vibration control of vehicle seat suspension using an MR elastomer isolator. *Smart Mater Struct*, 2011, 20: 105003
- 5 Robinson W D. *A pneumatic Semi-Active Control Methodology for Vibration Control of Air Spring Based Suspension Systems*. Ames: Iowa State University, 2012
- 6 Qiu J, Ji H, Zhu K. Semi-active vibration control using piezoelectric actuators in smart structures. *Front Mech Eng China*, 2009, 4: 242–251
- 7 Li Z, Wu Z, Cui J. Semi-active vibration control for SCARA robot using magnetorheological damper. In: *Proceedings of 11th World Congress on Intelligent Control and Automation (WCICA)*, 2014. New York: IEEE, 2014. 6133–6138
- 8 Trikande M, Karve N, Anand Raj R, et al. Semi-active vibration control of an 8×8 armored wheeled platform. *J Vib Control*, 2018, 24: 283–302
- 9 Balandin D V, Bolotnik N N, Pilkey W D. Pre-acting control for shock and impact isolation systems. *Shock Vib*, 2005, 12: 49–65
- 10 Snowdon J C. Response of nonlinear shock mountings to transient foundation displacements. *J Acoust Soc Am*, 1961, 33: 1295–1304
- 11 Snowdon J C. Transient response of nonlinear isolation mountings to pulselike displacements. *J Acoust Soc Am*, 1963, 35: 389–396

- 12 Kovacic I, Brennan M J, Waters T P. A study of a nonlinear vibration isolator with a quasi-zero stiffness characteristic. *J Sound Vib*, 2008, 315: 700–711
- 13 Sone A, Yamamoto S. Response Analysis of Base Isolated Structure with Nonlinear Damper Considering Higher Harmonic Components. Berlin: The International Association for Structural Mechanics in Reactor Technology. 1993
- 14 Chen Y, Chen S. Response and transmissibility of nonlinear isolating systems. *J Vib Shock*, 1998, 17: 18–22
- 15 Xiong Y P, Xing J T, Price W G. Interactive power flow characteristics of an integrated equipment-nonlinear isolator-travelling flexible ship excited by sea waves. *J Sound Vib*, 2005, 287: 245–276
- 16 Ahn H J. A Unified model for quasi-zero stiffness passive vibration isolators with symmetric nonlinearity. In: Proceedings of the ASME 2010 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference. Montreal, 2010. 1–5
- 17 Ibrahim R A. Recent advances in nonlinear passive vibration isolators. *J Sound Vib*, 2008, 314: 371–452
- 18 Chen S H. Quantitative Analysis Method of Strong Nonlinear Vibration System (in Chinese). Beijing: Science Press, 2007. 1–90 [陈树辉. 强非线性振动系统的定量分析方法. 北京: 科学出版社, 2007. 1–90]
- 19 Weber F. Semi-active vibration absorber based on real-time controlled MR damper. *Mech Syst Signal Proc*, 2014, 46: 272–288
- 20 La V D. Semi-active on-off damping control of a dynamic vibration absorber using Coriolis force. *J Sound Vib*, 2012, 331: 3429–3436
- 21 Liu Y. Semi-Active Damping Control for Vibration Isolation of Base Disturbances. Dissertation for Doctoral Degree. Southampton: University of Southampton, 2004
- 22 Leitmann G. Semiactive control for vibration attenuation. *J Intel Material Syst Struct*, 1994, 5: 841–846
- 23 Choi Y, Sprecher A F, Conrad H. Vibration characteristics of a composite beam containing an electrorheological fluid. *J Intelligent Material Syst Struct*, 1990, 1: 91–104
- 24 Wagner J, Liu X. Nonlinear modeling and control of automotive vibration isolation systems. In: Proceedings of the American Control Conference 2000. New York: IEEE, 2000. 564–568
- 25 Yan B, Brennan M J, Elliott S J, et al. Active vibration isolation of a system with a distributed parameter isolator using absolute velocity feedback control. *J Sound Vib*, 2010, 329: 1601–1614
- 26 Heertjes M, van de Wouw N. Nonlinear dynamics and control of a pneumatic vibration isolator. *J Vib Acoust*, 2006, 128: 439–448
- 27 Son L. Studies on Shock Vibration Control by Momentum Exchange Impact Damper. Dissertation for Doctoral Degree. Kyoto: Kyoto University, 2007
- 28 Son L, Yamada K, Hara S, et al. Reduction of floor shock vibration by active momentum exchange impact damper. *J Syst Design Dyn*, 2008, 2: 930–939
- 29 Balandin D V, Bolotnik N N, Pilkey W D. Optimal shock and vibration isolation. *Shock Vib*, 1998, 5: 73–87
- 30 Zhou W Y, Li D X. Design and analysis of an intelligent vibration isolation platform for reaction/momentum wheel assemblies. *J Sound Vib*, 2012, 331: 2984–3005
- 31 Winthrop M F, Baker W P, Cobb R G. A variable stiffness device selection and design tool for lightly damped structures. *J Sound Vib*, 2005, 287: 667–682
- 32 Saadat S, Salichs J, Noori M, et al. An overview of vibration and seismic applications of NiTi shape memory alloy. *Smart Mater Struct*, 2002, 11: 218–229
- 33 Li W H, Zhang X Z, Wang X Y. Development of a variable stiffness and damping isolator using magnetorheological fluid technology. *Adv Mater Res*, 2008, 47-50: 157–160
- 34 Davis C L, Lesieutre G A. An actively tuned solid-state vibration absorber using capacitive shunting of piezoelectric stiffness. *J Sound Vib*, 2000, 232: 601–617
- 35 Komatsuzaki T, Iwata Y. Design of a real-time adaptively tuned dynamic vibration absorber with a variable stiffness property using magnetorheological elastomer. *Shock Vib*, 2015, 2015: 1–11
- 36 Sayyad F, Gadhave N. Variable stiffness type magnetic vibration absorber to control the vibration of beam structure. *J Vib Control*, 2014, 20: 1960–1966
- 37 Kobs T, Sun J Q. A non-linear variable stiffness feedback control with tuning range and rate saturation. *J Sound Vib*, 1997, 205: 243–249
- 38 Anubi O M, Crane C. A new semiactive variable stiffness suspension system using combined skyhook and nonlinear energy sink-based controllers. *IEEE Trans Contr Syst Technol*, 2015, 23: 937–947

- 39 Suzuki Y, Abe N. Variable stiffness system for semi-active vibration control by frequency. In: Proceedings of SICE Annual Conference (SICE) 2013. New York: IEEE, 2013. 923–928
- 40 Zhang J Z, Li D, Chen M J, et al. An ultra-low frequency parallel connection nonlinear isolator for precision instruments. *Key Eng Mater*, 2004, 257-258: 231–238
- 41 Liu X, Huang X, Hua H. On the characteristics of a quasi-zero stiffness isolator using Euler buckled beam as negative stiffness corrector. *J Sound Vib*, 2013, 332: 3359–3376
- 42 Anvar V, Alexey Z, Artem T. Study of application of vibration isolators with quasi-zero stiffness for reducing dynamics loads on the foundation. *Procedia Eng*, 2017, 176: 137–143
- 43 Yang J, Xiong Y P, Xing J T. Dynamics and power flow behaviour of a nonlinear vibration isolation system with a negative stiffness mechanism. *J Sound Vib*, 2013, 332: 167–183
- 44 Carrella A, Brennan M J, Waters T P. Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic. *J Sound Vib*, 2007, 301: 678–689
- 45 Carrella A, Brennan M J, Waters T P, et al. On the design of a high-static-low-dynamic stiffness isolator using linear mechanical springs and magnets. *J Sound Vib*, 2008, 315: 712–720
- 46 Carrella A, Brennan M J, Kovacic I, et al. On the force transmissibility of a vibration isolator with quasi-zero-stiffness. *J Sound Vib*, 2009, 322: 707–717
- 47 Robertson W S, Kidner M R F, Cazzolato B S, et al. Theoretical design parameters for a quasi-zero stiffness magnetic spring for vibration isolation. *J Sound Vib*, 2009, 326: 88–103
- 48 Mizuno T, Takasaki M, Kishita D, et al. Vibration isolation system combining zero-power magnetic suspension with springs. *Control Eng Prac*, 2007, 15: 187–196
- 49 Hoque M E, Mizuno T, Ishino Y, et al. A three-axis vibration isolation system using modified zero-power controller with parallel mechanism technique. *Mechatronics*, 2011, 21: 1055–1062
- 50 Zhou N, Liu K. A tunable high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator. *J Sound Vib*, 2010, 329: 1254–1273
- 51 Wu W, Chen X, Shan Y. Analysis and experiment of a vibration isolator using a novel magnetic spring with negative stiffness. *J Sound Vib*, 2014, 333: 2958–2970
- 52 Ledezma-Ramirez D F, Ferguson N S, Brennan M J, et al. An experimental nonlinear low dynamic stiffness device for shock isolation. *J Sound Vib*, 2015, 347: 1–13
- 53 Sun X, Xu J, Jing X, et al. Beneficial performance of a quasi-zero-stiffness vibration isolator with time-delayed active control. *Int J Mech Sci*, 2014, 82: 32–40
- 54 Chen J C. Response of large space structures with stiffness control. *J Spacecraft Rockets*, 1984, 21: 463–467
- 55 Onoda J, Minesugi K. Alternative control logic for type-II variable-stiffness system. *AIAA J*, 1996, 34: 207–209
- 56 Onoda J, Endot T, Tamaoki H, et al. Vibration suppression by variable-stiffness members. *AIAA J*, 1991, 29: 977–983
- 57 Onoda J, Sano T, Kamiyama K. Active, passive, and semiactive vibration suppression by stiffness variation. *AIAA J*, 1992, 30: 2922–2929
- 58 Winthrop M F. Engineering Tools for Variable Stiffness Vibration Suppression and Isolation. Technical Report. Air Force Institute of Tech Wright-Patterson AFB OH School of Engineering and Management, 2004
- 59 Jabbari F, Bobrow J E. Vibration suppression with resettable device. *J Eng Mech*, 2002, 128: 916–924
- 60 Leavitt J, Jabbari F, Bobrow J E. Optimal performance of variable stiffness devices for structural control. *J Dyn Syst Measurem Control*, 2007, 129: 171–177
- 61 Min C, Dahlmann M, Sattel T. A concept for semi-active vibration control with a serial-stiffness-switch system. *J Sound Vib*, 2017, 405: 234–250
- 62 Ledezma-Ramirez D F. Shock Isolation Using Switchable Stiffness. Dissertation for Doctoral Degree. Southampton: University of Southampton, 2008
- 63 Ledezma-Ramirez D F, Ferguson N S, Brennan M J. Shock isolation using an isolator with switchable stiffness. *J Sound Vib*, 2011, 330: 868–882
- 64 Ledezma-Ramirez D F, Ferguson N S, Zamarripa A S. Mathematical modeling of a transient vibration control strategy using a switchable mass stiffness compound system. *Shock Vib*, 2014, 2014: 1–14

- 65 Tran T, Liu K. Time-delay control of a switchable stiffness system. *J Vib Control*, 2017, 23: 2375–2390
- 66 Greiner-Petter C, Suryadi Tan A, Sattel T. A semi-active magnetorheological fluid mechanism with variable stiffness and damping. *Smart Mater Struct*, 2014, 23: 115008
- 67 Scheidler J J, Asnani V M, Dapino M J. Dynamically tuned magnetostrictive spring with electrically controlled stiffness. *Smart Mater Struct*, 2016, 25: 035007
- 68 Hundal M S. Passive pneumatic shock isolator: Analysis and design. *J Sound Vib*, 1982, 84: 1–9
- 69 Chandra N S, Hatwal H, Mallik A K. Performance of non-linear isolators and absorbers to shock excitations. *J Sound Vib*, 1999, 227: 293–307
- 70 Narkhede D I, Sinha R. Behavior of nonlinear fluid viscous dampers for control of shock vibrations. *J Sound Vib*, 2014, 333: 80–98
- 71 Rakheja S, Sankar S. Vibration and shock isolation performance of a semi-active “on-off” damper. *J Vib Acoust*, 1985, 107: 398–403
- 72 Waters T P, Hyun Y, Brennan M J. The effect of dual-rate suspension damping on vehicle response to transient road inputs. *J Vib Acoust*, 2009, 131: 11–15
- 73 Ledezma-Ramirez D F, Ferguson N, Brennan M. Shock performance of different semiactive damping strategies. *J Appl Res Technol*, 2010, 8: 249–257
- 74 Kikuchi T. Human-friendly mechatronics systems with functional fluids and elastomers. In: *Technological Advancements in Biomedicine for Healthcare Applications*. Hershey: IGI Global, 2013: 94–101
- 75 Li W H, Yao G Z, Chen G, et al. Testing and steady state modeling of a linear MR damper under sinusoidal loading. *Smart Mater Struct*, 2000, 9: 95–102
- 76 Rahbari N M, Farahmand Azar B, Talatahari S, et al. Semi-active direct control method for seismic alleviation of structures using MR dampers. *Struct Control Health Monit*, 2013, 20: 1021–1042
- 77 Bao B, Tang W. Semi-active vibration control featuring a self-sensing SSDV approach. *Measurement*, 2017, 104: 192–203
- 78 Liu Y, Matsuhisa H, Utsuno H, et al. Vibration isolation by a variable stiffness and damping system. *JSME Int J Ser C*, 2005, 48: 305–310
- 79 Leitmann G, Reithmeier E. Semiactive control of a vibrating system by means of electrorheological fluids. *Dyn Control*, 1993, 3: 7–33
- 80 Nitzsche F, Harold T, Wickramasinghe V K, et al. Development of a maximum energy extraction control for the smart spring. *J Intel Mater Syst Struct*, 2005, 16: 1057–1066
- 81 Liu Y, Matsuhisa H, Utsuno H, et al. Variable damping and stiffness vibration control with magnetorheological fluid dampers for two degree-of-freedom system. *JSME Int J Ser C*, 2006, 49: 156–162
- 82 Liu Y, Matsuhisa H, Utsuno H. Semi-active vibration isolation system with variable stiffness and damping control. *J Sound Vib*, 2008, 313: 16–28
- 83 Matsuhisa H, Kitaura H, Isono M, et al. A new Coriolis dynamic absorber for reducing the swing of gondola. In: *Proceedings of the 11th Asia-Pacific Vibration Conference 2005*. Malaysia, 2005. 211–215
- 84 Anh N D, Matsuhisa H, Viet L D, et al. Vibration control of an inverted pendulum type structure by passive mass-spring-pendulum dynamic vibration absorber. *J Sound Vib*, 2007, 307: 187–201
- 85 Vakakis A F. Inducing passive nonlinear energy sinks in vibrating systems. *J Vib Acoust*, 2001, 123: 324–332
- 86 Vakakis A F. Shock isolation through the use of nonlinear energy sinks. *J Vib Control*, 2003, 9: 79–93
- 87 Lee Y S, Vakakis A F, Bergman L A, et al. Passive non-linear targeted energy transfer and its applications to vibration absorption: A review. *Proc Institut Mech E*, 2008, 222: 77–134
- 88 Hara S, Ito R, Otsuki M, et al. Momentum-exchange-impact-damper-based shock response control for planetary exploration spacecraft. *J Guid Control Dyn*, 2011, 34: 1828–1838
- 89 Guglielmino E, Edge K A. A controlled friction damper for vehicle applications. *Control Eng Prac*, 2004, 12: 431–443
- 90 Guglielmino E, Sireteanu T, Stammers C W, et al. *Semi-active Suspension Control: Improved Vehicle Ride and Road Friendliness*. Heidelberg: Springer Science & Business Media, 2008
- 91 dos Santos M B, Neto F L, Steffen Jr. V, et al. Numerical Assessment of Smart Spring to Attenuate Structural Vibrations. In: *Proceedings of XVIII Symposium on Vibrations, Shocks and Noise, VCB2012*. 2012. 1–10
- 92 Kamesh D, Pandiyan R, Ghosal A. Modeling, design and analysis of low frequency platform for attenuating micro-vibration in spacecraft. *J Sound Vib*, 2010, 329: 3431–3450
- 93 dos Santos M B, Coelho H T, Lepore Neto F P, et al. Assessment of semi-active friction dampers. *Mech Syst Signal Proc*, 2017, 94: 33–56

- 94 Lee T Y, Kawashima K. Semiactive control of nonlinear isolated bridges with time delay. *J Struct Eng*, 2007, 133: 235–241
- 95 Oliveira F, Morais P G, Suleman A. Semi-active control of base-isolated structures. *Proc Eng*, 2015, 114: 401–409
- 96 Park Y, Kim K. Semi-active vibration control of space truss structures by friction damper for maximization of modal damping ratio. *J Sound Vib*, 2013, 332: 4817–4828
- 97 Mirtaheri M, Zandi A P, Samadi S S, et al. Numerical and experimental study of hysteretic behavior of cylindrical friction dampers. *Eng Struct*, 2011, 33: 3647–3656
- 98 Qi X J. Study on Seismic Semi-Active Control for Bridges (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Beijing: Institute of Geophysics, China Earthquake Administration, 2006 [齐兴军. 桥梁减震半主动控制研究. 博士学位论文. 北京: 中国地震局地球物理研究所, 2006]
- 99 Zhong J P, Chen Y S. MR damper based semi-active vibration fuzzy control on the mast of warships (in Chinese). *J Ship Mech*, 2008, 12: 657–662 [钟骏平, 程远胜. 基于磁流变阻尼器的舰船桅杆振动半主动模糊控制. 船舶力学, 2008, 12: 657–662]
- 100 Pan W, Yan Z T, Zhu S J. Research on optimal design of MR semi-active resistance system based on fuzzy PID control (in Chinese). *J Naval Univ Eng*, 2019, 31: 28–31 [潘炜, 闫政涛, 朱石坚. 基于模糊PID控制的磁流变半主动抗冲击系统最优设计研究. 海军工程大学学报, 2019, 31: 28–31]
- 101 Geng C, Li Q R, Tang J. Experimental study on the shock resistance performance of the semi-active floating raft (in Chinese). *J Mech Elec Eng*, 2016, 33: 934–938 [耿超, 李倩茹, 唐杰, 等. 半主动控制浮筏隔振系统抗冲击特性的试验研究. 机电工程, 2016, 33: 934–938]
- 102 Zhang B. Research on Semi-Active Control of Vibration and Shock of Complicated Isolation System (in Chinese). Dissertation for Master's Degree. Harbin: Harbin Engineering University, 2012 [张博. 复杂隔振系统减振抗冲击半主动控制研究. 硕士学位论文. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2012]
- 103 Kemmetmuller W, Holzmann K, Kugi A, et al. Electrorheological semiactive shock isolation platform for naval applications. *IEEE/ASME Trans Mechatron*, 2013, 18: 1437–1447
- 104 Hiemenz G J, Hu W, Wereley N M. Semi-active magnetorheological helicopter crew seat suspension for vibration isolation. *J Aircraft*, 2008, 45: 945–953
- 105 Singh H J, Wereley N M. Adaptive magnetorheological seat suspension for shock mitigation. In: *Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies 2013*. International Society for Optics and Photonics, 2013, 8690: 86900A
- 106 Hiemenz G J, Murugan M, Hu W, et al. Adaptive Seat Energy Absorbers for Enhanced Crash Safety: Technology Demonstration. Vehicle Technology Directorate, US Army Research Laboratory Aberdeen Proving Ground, 2016

Recent advances and future research directions in semiactive control isolator

ZENG ZeCui^{1,2}, ZHANG Lei^{1,2*}, YAN Ming² & ZHANG ChunHui¹

¹ *Naval Research Institute, Beijing 100161, China;*

² *School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China*

Sensitive equipment could be disturbed by vibration or shock motion. Hence, an isolator should be installed to protect such equipment. A passive isolator does not adapt to the complicated environment of vibration and shock, and an active isolator always has a large energy consumption and high cost. Compared with such isolators, the semiactive control isolator with slightly extra energy consumption has excellent vibration isolation abilities; hence, it is more stable than active isolators. Moreover, it is more flexible than passive isolators owing to its wider isolation frequency. However, most research pertaining to the isolation performance of semiactive isolators considers a single mode, such as the vibration isolation mode or antishock mode, and few studies have focused on hybrid mode, i.e., both vibration isolation and antishock modes. To investigate the semiactive control isolator with hybrid mode, first, research on the theoretical study and application of semiactive control isolators in the recent decade is overviewed. Further, the isolator performance by considering the aspects of the control algorithm and structure parameters is evaluated. Finally, a guideline for a new semiactive control hybrid isolator system is proposed. The guideline can help improve the control algorithm, optimize structure parameters, create evaluative criteria, highlight unsolved problems, and provide recommendations for future research directions.

semi-active controlling, isolator, vibration control, anti-shock

PACS: 05.45.-a, 05.45.Xt, 87.10.-e

doi: [10.1360/SSPMA-2020-0382](https://doi.org/10.1360/SSPMA-2020-0382)