

被动式动力吸振技术研究进展*

刘耀宗 郁殿龙 赵宏刚 温熙森

(国防科技大学机电工程与自动化学院 长沙 410073)

摘要: 综述被动式动力吸振技术的研究概况及其发展。根据结构特点和参数形式将动力吸振器分为单自由度型、组合型、多自由度型、连续参数型和非线性参数型等几种类型, 针对其安装于不同主振系、在不同激励下的优化设计问题, 总结归纳前人的相关研究成果, 梳理当前的研究进展, 并提炼今后的发展方向。目前用来抑制主振系单个振动模态的单自由度动力吸振器设计理论已经基本成熟, 组合型动力吸振器的优化设计问题也得到了较充分的研究, 多自由度型、连续型和非线性动力吸振器的设计成为了研究热点。多自由度动力吸振器能够降低吸振代价, 提高吸振效率, 其结构设计、参数优化和工程应用等问题都有待进一步充分研究。非线性动力吸振器具有更丰富更复杂的动力学行为, 有可能产生新现象、新效应, 尤其值得更深入地研究。另外, 附加多个吸振器后整个系统的动态响应分析方法也是值得关注的问题。

关键词: 动力吸振 质量阻尼 优化设计

中图分类号: O328 TH113.1

0 前言

振动是生产和生活中的一种常见现象。随着运行速度不断提高, 机械设备的振动问题越来越受到人们的关注。振动不仅容易引起结构的疲劳损伤, 影响设备寿命, 还会降低仪器仪表的测量精度, 导致继电器等电气部件和自控系统工作失灵, 同时振动还不可避免地产生噪声, 影响操作人员的正常工作甚至危害健康。为了抑制有害的振动, 长期以来人们开展了大量的研究, 提出了缓冲隔振、阻尼减振、动力吸振等多种振动控制技术。这些技术已经在工程实践中广泛应用, 并随着需求的提高和技术的进步不断发展, 形成了一个充满活力的研究领域。

动力吸振器又称调谐质量阻尼器(Tuned mass damper, TMD), 其基本原理是: 通过在目标振动系统(即主振系)上附加一个子结构(即吸振器), 适当选择子结构的形式、动力参数以及与主振系的耦合关系, 改变主振系的振动状态, 从而在预期的频段上减小主振系的强迫振动响应。由于它结构简单, 易于实施, 能有效抑制频率变化较小的设备振动, 因此广泛应用于交通运输、工业机械、建筑桥梁等各行各业的各种机械设备上, 已成为实施振动控制最常用的重要手段之一。

自从 1909 年 FRAHM^[1]发明了动力吸振器(Dynamic vibration absorber, DVA)以来, 人们对动

力吸振技术的研究已经有近百年的历史。DVA 的研究大致经历了从离散到连续、从单自由度到多自由度、从线性到非线性、从被动式到主动/半主动式的演化过程, 其设计方法的研究也从简单的最优调谐设计向多参数联合优化设计、结构参数与合理配置联合优化设计、鲁棒性设计等更高更复杂的方向发展。近年来, 虽然主动/半主动式动力吸振器的研究和应用取得了长足进展, 但被动式吸振器仍是工程应用的主流, 相关研究也取得了许多新进展, 因此本文将针对被动式动力吸振技术进行综述。

针对不同的工程背景, 人们提出了各种结构形式和工作方式的 DVA。根据结构形式可以把 DVA 大致分为离散参数型和连续参数型, 离散参数型 DVA 可以用有限多自由度的质量-弹簧-阻尼模型来近似, 连续参数型 DVA 则必须用杆、梁、板等连续模型来近似。根据其参数是否具有非线性, 又可以将 DVA 分为线性参数型和非线性参数型。线性参数 DVA 是近百年来研究得最多、应用得最广泛的动力吸振器。根据其工作方式不同, 离散参数的动力吸振器又可以分为单自由度动力吸振器(Single-degree-of-freedom DVA, SDOF-DVA)、多个单自由度 DVA 组合使用的组合式动力吸振器(M-SDOF-DVAs)、同时利用单个附加质量的多个自由度来吸振的多自由度 DVA(Multi-degree-of-freedom DVA, MDOF-DVA)及其组合(M-MDOF-DVAs)。其中当 M-SDOF-DVAs 中多个 DVA 都调谐到单个模态附近来抑制同一模态时又称为多重调谐质量阻尼器(Multiple TMD, MTMD), 在建筑减振中得到了广泛应用和深入研究^[2]。非线性动力吸振

* 国家重点基础研究发展计划资助项目(973 计划, 51307)。20060430 收到初稿, 20061019 收到修改稿

器通常是指具有非线性刚度的吸振器，近年来非线性动力吸振器以及附加非线性吸振器后系统的复杂非线性行为成为研究热点之一。

根据以上分类，分别综述单自由度 DVA、组合式 DVA、多自由度 DVA 和非线性 DVA 的研究现状与进展，总结其优化设计理论与方法，并对 DVA 的发展动态进行评述。

1 单自由度动力吸振器研究进展

FRAHM 最初发明 DVA 时，仅考虑了在无阻尼的单自由度主振系上附加无阻尼的单自由度质量块的情况，如图 a 所示。对于这样的无阻尼 2 自由度系统，理论上可以证明，当主振系上外激励力的频率等于吸振器的固有频率时，主振系的振动能量将全部转移到吸振器上，振幅变为 0，即实现完全吸振。但是，附加 DVA 后的系统出现两个新的共振频率，且其频率间距很窄，所以一旦激振频率偏离调谐频点就会再次产生大幅值的共振。因此无阻尼 DVA 仅能用于频率变化很小的“单频”吸振。

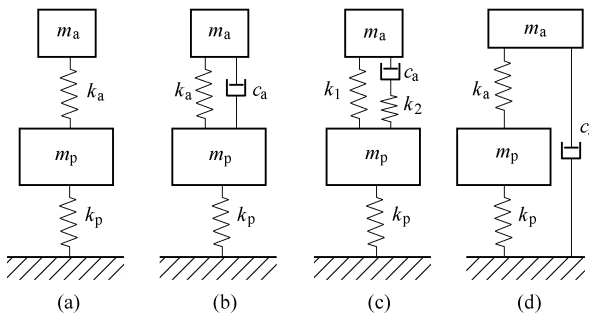


图 典型 SDOF-DVA 结构示意图

在 DVA 中加入适当的阻尼，能够有效抑制主振系和吸振器的振幅并适当展宽抑振频带。有阻尼的 DVA 又称为 Voigt 式 DVA，如图 b 所示。DEN HARTOG 等^[3]首先提出了该吸振器优化设计的不动点理论，HAHNKAMM^[4]得到了最优调谐比设计公式

$$\alpha = \omega_a / \omega_p = 1 / (1 + \mu) \tag{1}$$

式中 α ——调谐比(DVA 与主振系的固有频率比)
 ω_a ——DVA 的固有角频率
 $\omega_a = \sqrt{k_a / m_a}$
 ω_p ——主振系的固有角频率
 $\omega_p = \sqrt{k_p / m_p}$
 μ ——质量比， $\mu = m_a / m_p$

随后，BROCK^[5]推导出了最优阻尼比公式(两式的含义相同，仅表示方法不同)

$$\frac{c_a}{2m_a\omega_a} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad \text{或} \quad \frac{c_a}{2m_a\omega_p} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \tag{2}$$

附加 DVA 后主振系的归一化响应最大值(即不动点处的响应值)为^[6]

$$X_p / X_s = \sqrt{(2+\mu)/\mu} \tag{3}$$

式中 X_p ——DVA 时主振系简谐振动的振幅

X_s ——简谐激励力幅值与主振系刚度之比

应该指出，根据不动点理论得到的这些公式已经成为国内外振动工程教科书中的经典结论^[6-7]，并广泛应用于工程实际，但它们实际上是 Voigt 式 DVA 的近似最优解。2002 年，NISHIHARA 等^[8]推导得到了精确解析解。虽然两者的公式相去甚远，但在常用的质量比范围内($\mu < 0.2$)相差很小^[9-10]。

为了进一步改善 DVA 的性能，前人又提出两种新的 SDOF-DVA 结构形式。图 c 称为三要素 DVA。由于具体实现 Voigt 式 DVA 的阻尼时，阻尼元件本身不可避免地存在一定的弹性；另一方面，工程实际中大量使用粘弹性材料加质量块来构成 DVA，其力学模型用该模型表示更合适；所以三要素 DVA 更接近于实际情况。日本学者 ASAMI 等^[11-12]的研究表明，相同质量比条件下，三要素 DVA 具有比 Voigt 式 DVA 更好的减振效果。他们还推导得到了三要素 DVA 的最优设计公式。

图 d 是 REN^[14]提出的一种新型 SDOF-DVA(接地式 DVA)，该吸振器的阻尼不是连接吸振质量和主振结构，而是连接在基础上。理论计算表明，相同质量比下该 DVA 能获得更好的减振效果。REN 根据不动点理论推导得到了其最优设计公式。最近 LIU 等^[15]用另一种方法也推导出了相同的结果。

最优调谐比为

$$\alpha = \omega_a / \omega_p = 1 / \sqrt{1 - \mu} \tag{4}$$

最优阻尼比为

$$\frac{c_a}{2m_a\omega_a} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1-0.5\mu)}} \tag{5}$$

主振系最大响应为

$$X_p / X_s = (1 - \mu) \sqrt{2/\mu} \tag{6}$$

对于 SDOF-DVA 的优化设计问题，前人进行了大量深入细致的研究，相关文献不胜枚举。近年来，日本学者 ASAMI 等^[8-13]做了系统深入的理论工作。根据应用目的不同，DVA 的优化设计问题可分为如下三类。

(1) 对于主振系受简谐激励的情况，使安装 DVA 后主振系振幅最大值最小，即 H_∞ 优化问题。

(2) 对于主振系受随机激励的情况，使安装 DVA 后主振系整个频响曲线下的面积最小，即输入

主振系的功率最小, 即 H_2 优化问题。

(3) 对于主振系受冲击激励的情况, 使安装 DVA 后主振系瞬态响应最快衰减, 即最大稳定性问题。

对于上述最优化问题, 主振系受力激励和基础受位移激励的情况并不等价, 必须分别处理。对于主振系没有阻尼的情况, 三类最优设计问题都能得到解析最优解, 且已经较好解决。但当主振系的阻尼不可忽略时, 无法得到 H_∞ 优化的解析解, 国内外很多学者提出了各种数值算法来获得 DVA 的最优设计参数^[16-20]。PENNESTRI^[18]根据不动点理论与 ChEBYSHEV 逼近原理的相似性, 证明了 H_∞ 最优设计结果的唯一性, 并提出了一种近似解法。最近, ASAMI 等^[10]得到了该问题的级数解析解。对于有阻尼主振系的 H_2 优化和最大稳定性优化问题, ASAMI 等^[11-13]也推导得到了相应的解析设计公式。在国内, 王全娟等^[21]研究了基于功率流策略的 Voigt 式 DVA 的宽带优化设计; 李俊等^[22]则讨论了以抑振带宽为目标的优化设计问题。

总的来说, 用于抑制单自由度主振系的强迫振动响应的 SDOF-DVA 的优化设计问题研究已经基本成熟, 前人推导出的设计公式和计算出的设计图表, 可以方便地用于指导 DVA 的设计, 解决工程实际问题。

SDOF-DVA 同样可以用来抑制多自由度离散主振系或连续主振系的单模态共振。1955 年, LEWIS^[23]将不动点理论推广到了无阻尼 2 自由度主结构中, 并证明了 2 自由度主振系附上 SDOF-DVA 后, 幅频响应曲线存在 4 个“不动点”。若主振系某阶模态的频率远离其他模态(相邻模态频率比大于 2), 可以如同单自由度主振系来那样优化吸振器参数。KITIS 等^[24]针对有阻尼的多自由度主振系, 提出了一种 DVA 的数值优化设计方法。VAKAKIS 等^[25]则研究了 Voigt 式 DVA 安装在无阻尼的多自由度主振系上时的数值优化设计方法。最近, OZER 等^[26-27]将 DEN HARTOG 的不动点理论进一步推广, 证明了 N 自由度的无阻尼系统附加 Voigt 式 DVA 后存在 $2N$ 个不动点; 并推导出了所附加 DVA 的最优参数所满足的方程, 从而构造了一种半解析的优化设计方法。在国内, 丁文镜^[28]研究了有阻尼多自由度主振系 DVA 参数的优化设计问题, 提出了基于传递函数的优化设计方法, 指出了主振系局部完全消振的一些条件。梁艳春等^[29]采用 Lagrange 插值算法, 解决了计算系统传递函数的困难。

对于连续系统的主振系, 早期的处理方法是将其等效为 SDOF 系统, 然后再按离散主振系 DVA 优化设计方法来处理。即利用振动模态理论分析主

振系的各阶模态, 确定振幅最大处为吸振器的安装位置; 然后利用附加质量响应法求出振幅最大处的等效质量^[30], 进而根据最优调谐条件选择合适的吸振器参数^[31]。1952 年 YOUNG^[32]首先将 DVA 用于抑制连续梁的振动。JACQUOT^[33]通过将连续梁类比为无阻尼的 SDOF 主振系, 从而用解析优化设计公式来设计梁的 DVA; OZGUVEN 等^[34]将 JACQUOT 的近似方法推广到了考虑梁结构阻尼的情况, 研究了用 2-SDOF-DVAs 抑制梁前两阶共振的问题; MANIKANAHALLY 等^[35]用类似的方法研究了具有集中载荷的连续梁的 DVA 设计问题。近年来, 用 SDOF-DVA 来抑制连续系统振动的研究对象已经不再局限于梁类结构, 更复杂的数值优化设计方法得到了广泛的研究。JORKAMA 等^[36]研究了用 DVA 来抑制有阻尼匀质转轴的弯曲振动, 利用“多面体方法”来解决主振系响应曲面非光滑时的 DVA 参数优化设计问题。Al-BEDDOOR 等^[37]则研究了用 DVA 来抑制同步电动机—压缩机瞬态旋转共振的方法。JACQUOT^[38]最近研究了用 DVA 抑制简支矩形薄板随机振动, 以 DVA 安装点的振动响应能量最小为目标, 讨论了 DVA 的优化设计问题。RADE 等^[39]基于子结构耦合与加权传递矩阵提出了一种计算复合结构振动频响函数的新方法, 并讨论了使多个离散频段上振动传递率最小的 DVA 优化设计方法。

显然, 对于多自由度离散系统或连续系统的主振系, 原系统本身具有多个振动模态, SDOF-DVA 难以实现对多个模态共振的联合抑制, 因此近年来被动式动力吸振技术的研究更多地向组合式 DVA、多自由度 DVA、以及连续参数 DVA 的方向发展。

2 组合式动力吸振器研究进展

人们在研究和应用动力吸振器的过程中发现, 同时使用多个 SDOF-DVA 能够得到很多好的特性: 对于抑制 SDOF 主振系或连续主振系单个模态的情况, 相同质量比下, M-SDOF-DVAs 不但能更好地适应安装空间的限制, 得到更宽的抑振频带和更好的抑振效果, 而且设计失调时具有更好的鲁棒性和长期稳定性^[40]; 对于需要抑制多个振动模态的情况, 可以通过将各个 DVA 分别调谐到不同的模态频率附近来实现。对 M-SDOF-DVAs 的研究也大致可以分为这样两类。

对 MTMD 的研究开始较早, SNOWDON^[41]在 20 世纪 60 年代研究了把质量为 m 的 DVA 分为三个质量均等的动力吸振器的情况, 计算表明这样可稍许扩展减振频带。IWANAMI 等^[42]研究了简谐激励

下结构振动的 2-TMDs 控制问题,数值结果表明 2-TMDs 比单个 TMD 更有效。1992 年 XU 等^[43]正式提出了 MTMD 的概念,他们通过研究认为 MTMD 的最优质量分布应是非线性分布^[44]。ABE 等^[45]假定 DVAs 的固有频率比为几何级数,根据 DEN HARTOG 的思想推导得到了平均阻尼和频率比系数的解析近似公式。JOSHI 等^[46]在相同假设下,通过数值搜索和曲线拟合的方法得到了一些设计公式。最近 ZUO 等^[47]提出了基于 H_2 控制理论的优化设计方法,对每个 DVA 的刚度和阻尼分别进行了优化,得到了更好的吸振效果。在国内,吴崇健等^[40]讨论了 MTMD 的参数设计问题,并将其用于抑制船舶推进电动机的振动。李俊等^[48]比较了用不同数目的 DVA 组合时对船体艏部振动的抑制效果。李春祥等^[2]对 MTMD 的研究进行了综述,并开展了系统深入的研究^[49-51],指出各个 DVA 的刚度和阻尼都相等的 MTMD 模型能提供更好的有效性和鲁棒性,且制作最简单^[50]。最近,李春祥^[51]提出了双层 MTMD 结构,反映了 MTMD 也在向多自由度的方向发展。

当主振系需要抑振的频段覆盖多个振动模式或需要同时抑制多个振动模式时,通常使用与模式数相同的多个 DVA 来实现。若主振系的模式比较稀疏(相邻模式频率比大于 2),则可以用 SDOF-DVA 抑制单个模式的设计方法分别设计各个 DVA,就能得到较好的抑振效果。若模式比较密集,则必须使用数值优化的方法对 M-DVAs 进行联合优化设计。RICE^[52]研究了用 2-SDOF-DVAs 来抑制悬臂梁振动的参数优化设计问题,对 DVAs 的安装位置、刚度和阻尼进行了优化。STECH^[53]提出了基于 H_2 控制理论的 DVAs 参数优化方法,HADI 等^[54]研究了利用遗传算法来最小化 H_2 范数的方法,并用于抑制建筑结构的振动。NAGAYA 等^[55]研究了用 M-SDOF-DVAs 来抑制薄板声辐射时的优化设计问题,由于高阶模式对板的声辐射有很大的影响,所以其参数设计与传统的用于减振时有显著不同,并给出了一种用神经网络来优化 DVAs 参数的方法。在国内,西北工业大学、山东大学、上海交通大学的研究小组对 M-SDOF-DVAs 抑制多模式振动的问题进行了富有特色的研究。山东大学的研究组提出了以最小化注入主振系的净功率流为目标来优化设计吸振器的方法,该方法可以将各种主振系的吸振器优化设计问题统一起来^[21],并用该方法分别对单模式和多模式控制的 M-SDOF-DVAs 进行了研究和比较^[56-57]。西北工大的研究组研究了基于功率流理论的 M-SDOF-DVAs 优化设计问题^[58],提出了基于非线性规划的联合优化方法^[59]。他们通过比较说明

了联合优化比分别优化具有更好的减振效果,即使对于稀疏模式的情况也是如此^[60]。他们还发现安装位置对 M-SDOF-DVAs 的减振效果影响很大,强调了对安装位置、DVAs 刚度、阻尼等参数进行联合优化的重要性^[59]。上海交大的李俊等^[61]对无阻尼多自由度主振系在多谐激励时 DVAs 设计的理论问题进行了探讨。总的说来,M-SDOF-DVAs 仍是目前动力吸振技术研究的热点问题,优化设计方法和工程应用问题都有待进一步深入研究。

无论是单自由度 DVA 还是组合式 DVA,都仅利用了每个 DVA 的一个自由度来抑制振动。实际上每个附加质量相对与主振系都可以有 6 自由度的运动,所以理论上说通过合理设计能够同时抑制 6 个模式的振动。如何更充分地发挥每个 DVA 的作用来提高抑振效率,成为近年来动力吸振技术研究的新课题。

3 多自由度及连续参数动力吸振器研究进展

1968 年 SNOWDON^[41]的《阻尼机械系统中的振动》一书的出版,标志着 DVA 的研究由离散参数型向连续参数型发展^[62]。JACQUOT 等^[63]用中间固定的双向悬臂梁作为吸振器,SNOWDON 等^[64]进一步用十字悬臂梁作为吸振器,并在两端附加可调位置的质量块来调节吸振器的固有频率,实现了同时对多个模式的控制。DAHLBE^[65]的研究表明,在相同的附加质量下,悬臂梁 DVA 比 SDOF-DVA 能更有效地抑制 SDOF 主振系的振动。近年来,除了常见的梁式吸振器外,各种结构形式的连续参数型 DVA 陆续被提出并研究应用,如粘弹性盘式^[66]、弦式^[67]、膜式^[68]、壳式^[69]DVA。

在设计方法上,早期的连续参数吸振器大多通过等效质量等方法等效为离散型 DVA,然后再按后者来设计。最近 MAES 等^[70]通过模态分析设计了同时将两个模式调节到主振系对应共振频率上的 DVA 结构,来降低铁轨弯曲振动的辐射噪声。王彦琴等^[71]基于功率流法计算了垂直于薄板安装的变截面悬臂梁对薄板弯曲振动的吸振效果,结果表明悬臂梁损耗因子、安装位置对吸振效果影响较大,增大悬臂梁的质量能提高吸振效果,但不显著。

最近,美国麻省理工大学的 NAYFEH^[72-74]研究组提出了同时利用 DVA 刚性附加质量多个自由度的惯性力来抑制主振系单个或多个模式振动,这种吸振器称为多自由度动力吸振器(MDOF-DVA)。他们研究了用 MDOF-DVA 来实现多模式控制的优化

设计问题,提出了特征值摄动^[72]和鞍点优化设计方法^[73],实现了最高达 6 个模态的振动抑制^[72]。ZUO 等^[73]通过仿真和试验比较了 MDOF-DVA 与基于 H_2 和 H_∞ 优化方法设计的 M-SDOF-DVAs 对自由梁弯曲振动的抑振效果,结果表明 MDOF-DVA 要好得多。ZUO 等^[74]又研究了利用 MDOF-DVA 抑制 SDOF 主振系振动的问题,针对随机激励和简谐激励,分别提出了基于 H_2 和 H_∞ 的参数优化设计方法,并比较了 2-SDOF-DVAs 和 2DOF-DVA 的抑振效果。结果表明,即使考虑了 2-SDOF-DVAs 的质量优化配置,其抑振效果仍不及 2DOF-DVA。

多自由度动力吸振器能够进一步减小附加质量,提高抑振效率,并使吸振器的结构更加紧凑实用,因此将成为动力吸振技术重要的发展方向。

4 非线性动力吸振器研究进展

由于早期吸振器的抑振频带往往较窄,所以人们自 20 世纪 50 年代起就开始探索利用非线性弹簧来改善吸振器的性能。ARNOLD^[75]考虑了一个无阻尼立方非线性弹簧的理想情况,并首次证实非线性特性可拓展 DVA 的抑振频带;ROBERSON^[76]进一步指出应该使用刚度软化的非线性弹簧。HUNT 等^[77]的研究表明,非线性吸振器的抑振带宽在强非线性时是相应线性吸振器带宽的两倍。RICE 等^[78]对一个非对称 Duffing 型动力吸振器进行了谐波分析,给出了适合于吸振器应用的设计方案。

非线性的存在会给 DVA 以及附加 DVA 后的主振系带来稳定性问题,并可能产生周期分叉、拟周期、混沌振动等非线性动力学行为,这些现象将严重影响吸振器的正常工作,必须设法避开。NATSIAVAS^[79]用平均法研究了非线性 DVA 的稳定性问题,指出合理选择 DVA 参数可以避免不稳定现象并得到良好的抑振效果。随后的很多研究工作都是为了得到具有良好抑振效果的参数区间。LEE 等^[80]研究了 SDOF 主振系附加倒立摆吸振器的随机振动响应,发现其吸振参数区间随阻尼增加而增大。VYAS 等^[81]研究了 SDOF 主振系附加多个摆式 DVA 的情况,发现与 MTMD 类似,多个摆式 DVA 能够显著拓宽抑振频带。国内 ZHU 等^[82]讨论了弹簧和阻尼都具有非线性的 SDOF-DVA 安装在 SDOF 主振系时的非线性行为,得到了抑振的参数区间。

非线性 DVA 具有更好的吸振效果和更宽的吸振频带,但由于问题本身的复杂性,目前相关研究基本上限于简单的 SDOF 主振系,研究内容也以揭示复杂响应、搜索参数区间为主。随着非线性

性科学的发展,对此问题的研究必将不断深入,非线性动力吸振器已再次成为动力吸振技术的研究热点。

5 结论

被动式动力吸振技术经过近百年的发展,取得了丰富的研究成果,本文尝试从汗牛充栋的文献中理清脉络,总结归纳前人的研究成果,梳理当前的研究进展,提炼今后的发展方向。综合前文所述,如下问题仍然值得深入细致的研究:

(1) 设计新型 DVA 结构来解决特殊工程问题的特别要求。

(2) 提炼具体工程问题的约束条件,研究 M-SDOF-DVAs 的联合优化设计方法。

(3) MDOF-DVA 的结构设计和参数优化设计方法。

(4) 附加 M-SDOF-DVAs 和 MDOF-DVAs 后系统动态响应的分析方法。

(5) 非线性 DVA 及其组合的优化设计和结构设计方法。

总的来说,围绕降低抑振代价、提高抑振效率、增强吸振器鲁棒性和适应性等工程实践的客观需求,被动式动力吸振技术将不断向前发展,继续保持其旺盛不衰的生命力。在今后很长一段时期内,被动式吸振器仍将以其低成本、高功率密度、高可靠性和稳定性,继续广泛应用于各行各业工程实践中。

参 考 文 献

- [1] FRAHM H. Device for damping vibrations of bodies: U.S. Patent, 989958[P]. 1909. 3 576-3 580.
- [2] 李春祥,熊学玉. 结构被动和主动多重调谐质量阻尼器控制策略的发展[J]. 四川建筑科学研究, 2003, 29(2): 88-91.
- [3] ORMONDROYD J, DEN HARTOG J P. The theory of the dynamic vibration absorber [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1928, 50: 9-22.
- [4] HAHNKAMM E. Die dämpfung von fundament schwingungen bei veranderlicher Erregerfrequenz [J]. Ing. Arch., 1932, 4: 192-201. (in German)
- [5] BROCK J E. A note on the damped vibration absorber [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1946, 68: A-284.
- [6] DEN HARTOG J P. Mechanical Vibrations [M]. New York: McGraw-Hill Book Company, fourth edition, 1956.
- [7] 张阿舟,诸德超,姚起航,等. 实用振动工程——振动控制与设计[M]. 北京:航空工业出版社, 1997.

- [8] NISHIHARA O, ASAMI T. Closed-form solutions to the exact optimizations of dynamic vibration absorbers (minimizations of the maximum amplitude magnification factors) [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124(4): 576-582.
- [9] ASAMI T, NISHIHARA O, BAZ A M. Analytical solutions to H_∞ and H_2 optimization of dynamic vibration absorbers attached to damped linear systems [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124(2): 284-295.
- [10] ASAMI T, NISHIHARA O. Closed-form exact solution to H_∞ optimization of dynamic vibration absorbers (application to different transfer functions and damping systems) [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2003, 125: 398-405.
- [11] ASAMI T, NISHIHARA O. Analytical and experimental evaluation of an air damped dynamic vibration absorber: design optimizations of the three-element type model [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1999, 121(3): 334-342.
- [12] ASAMI T, NISHIHARA O. H_2 optimization of the three-element type dynamic vibration absorbers [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124: 583-592.
- [13] NISHIHARA O, MATSUHISA H. Design and tuning of vibration control devices via stability criterion [J]. Prepr. of Jpn. Soc. Mech. Eng., 1997, 10(1): 165-168. (in Japanese)
- [14] REN M Z. A variant design of the dynamic vibration absorber [J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 245(4): 762-770.
- [15] LIU K F, LIU J. The damped dynamic vibration absorbers: revisited and new result [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 284: 1 181-1 189.
- [16] RANDALL S E, HALSTED D M, TAYLOR D L. Optimum vibration absorbers for linear damped systems [J]. Journal of Mechanical Design, 1981, 103: 908-913.
- [17] SOOM A, LEE M. Optimal design of linear and nonlinear vibration absorbers for damped systems [J]. Journal of Vibration, Acoustic, Structure and Reliability in Design, 1983, 105: 112-119.
- [18] PENNESTRI E. An application of Chebyshev's Min-Max criterion to the optimal design of a damped dynamic vibration absorber [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 217(4): 757-765.
- [19] 伍良生, 顾仲权. 阻尼动力减振器减振问题的进一步研究[J]. 振动与冲击, 1994(1): 1-7.
- [20] 宋孔杰. 考虑振源阻抗影响的动力吸振器[J]. 固体力学学报, 1992, 13(2): 141-147.
- [21] 王全娟, 陈家义, 李伟华, 等. 动力吸振器优化设计的功率流控制策略[J]. 振动工程学报, 2001, 14(4): 32-36.
- [22] 李俊, 金咸定. 动力吸振的宽带数值优化设计[J]. 振动与冲击, 2001, 2(20): 122-125.
- [23] LEWIS E H. Extended Theory of the viscous vibration damper [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1955: 377-382.
- [24] KITIS L, WANG B P, PILKEY W D. Vibration reduction over a frequency range [J]. Journal of Sound and Vibration, 1983, 89: 559-569.
- [25] VAKAKIS A F, PAIPETIS S A. The effect of a viscously damped dynamic absorber on a linear multi-degree of freedom system [J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 105: 49-60.
- [26] OZER M B, ROYSTON T J. Extending Den Hartog's technique to multi-degree of freedom systems [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2005, 127(4): 341-350.
- [27] OZER M B, ROYSTON T J. Application of Sherman - Morrison matrix inversion formula to damped vibration absorbers attached to multi-degree of freedom systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283: 1 235-1 249.
- [28] 丁文镜. 多自由度振动系统动力调谐消振理论[J]. 清华大学学报, 1985, 25(3): 38-47.
- [29] 梁艳春, 工在申. 多自由度振动系统动力吸振器优化设计[J]. 机械工程学报, 1988, 24(3): 53-57.
- [30] OOKUMA S, YAMASHITA M, NAGAMASTU A. Method of estimating equivalent mass of multi-degree-of-freedom system [J]. JSME International Journal, 1987, 30(268): 1 638-1 644.
- [31] 李玩幽, 刘妍. 动力吸振器优化设计中等效质量的简化求解法[J]. 集美大学学报, 2000, 5(3): 50-53.
- [32] YOUNG D. Theory of dynamic vibration absorbers for beams [C]//Proceedings of the First U.S. National Congress of Applied Mechanics, 1952: 91-96.
- [33] JACQUOT R G. Optimal dynamic vibration absorbers for general beam systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1978, 60: 535-542.
- [34] OZGUVEN H N, CANDIR B. Suppressing the 1st and second resonances of beams by dynamic vibration absorbers [J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 111: 377-390.
- [35] MANIKANAHALLY D N, CROCKER M J. Vibration

- absorbers for hysteretically damped mass-loaded beams [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1991, 113: 116-122.
- [36] JORKAMA M, HERTZEN R V. Optimal dynamic absorber for a rotating Rayleigh beam [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 217(4): 653-664.
- [37] AL-BEDOOR B O, MOUSTAFA K A, AL-HUSSAIN K M. Dual dynamic absorber for the torsional vibrations of synchronous motor-driven compressors [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1999, 220(4): 729-748.
- [38] JACQUOT R G. Suppression of random vibration in plates using vibration absorbers [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 248(4): 585-596.
- [39] RADE D A, STEFFEN V J. Optimisation of dynamic vibration absorbers over a frequency band [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2000, 14: 679-690.
- [40] 吴崇健, 骆东平, 杨叔子, 等. 离散分布式动力吸振器的设计及在船舶工程中的应用[J]. *振动工程学报*, 1999, 12(4): 24-30.
- [41] SNOWDON J C. *Vibration and shock in damped mechanical systems* [M]. New York: John Wiley & Sons. 1968.
- [42] IWANAMI K, SETO K. Optimum design of dual tuned mass dampers and their effectiveness [J]. *Proceedings of the JSME(C)*, 1984, 50(449): 44-52. (in Japanese)
- [43] XU K, IGUSA T. Dynamic characteristics of multiple substructures with closely spaced frequencies [J]. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 1992, 21: 1 059-1 070.
- [44] IGUSA T, XU K. Vibration control using multiple tuned mass dampers [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1994, 175(4): 491-503.
- [45] ABE M, FUJINO Y. Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas [J]. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 1994, 23(8): 813-835.
- [46] JOSHI A, JANGID R. Optimum parameters of multiple tuned mass dampers for based-excited damped systems [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 202(5): 657-667.
- [47] ZUO L, NAYFEH S A. Optimization of the individual stiffness and damping parameters of multiple-tuned-mass-damper systems [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2005, 127: 77-83.
- [48] 李俊, 金咸定, 王宏. 减小船体艏部振动的动力吸振器研究[J]. *中国造船*, 2001, 42(2): 69-74.
- [49] LI C X. Performance of multiple tuned mass dampers for attenuating undesirable oscillations of structures under the ground acceleration [J]. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 2000, 29: 1 405-1 421.
- [50] LI C X. Optimum multiple tuned mass dampers for structures under the ground acceleration based on DDMF and ADMF [J]. *Engineering and Structural Dynamics*, 2002, 31: 897-919.
- [51] 李春祥. 土木工程结构的双层多重调谐质量阻尼器控制策略[J]. *地震工程与工程振动*, 2005, 25(1): 113-119.
- [52] RICE H J. Design of multiple vibration absorber systems using modal data[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1993, 160: 378-385.
- [53] STECH D. An H_2 approach for optimally tuning passive vibration absorbers to flexible structures[J]. *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, 1994, 17: 636-638.
- [54] HADI M, ARFIADI Y. Optimum design of dynamic vibration absorbers for MDOF structures[J]. *Journal of Structural Engineering*, 1998, 124: 1 272-1 280.
- [55] NAGAYA K, LI L. Control of sound noise radiated from a plate using dynamic absorbers under the optimization by neural network[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 208(2): 289-298.
- [56] 王全娟, 陈家义, 李继民. 基于功率流方法的多自由度系统吸振控制[J]. *声学学报*, 2002, 27(3): 23-26.
- [57] 王全娟, 夏松波, 黄文虎. 基于功率流方法的连续参数系统动力吸振器的优化设计[J]. *声学学报*, 2003, 28(3): 34-36.
- [58] 王敏庆, 盛美萍, 孙进才. 宽频带动力吸振器功率流特性研究[J]. *声学学报*, 2002, 27(2): 121-123.
- [59] 王彦琴, 盛美萍, 孙进才. 基于功率流的宽带复式动力吸振器优化设计[J]. *机械科学与技术*, 2004, 23(4): 437-440.
- [60] 王彦琴, 盛美萍, 孙进才. 多自由度主振系多模态动力吸振的优化设计[J]. *振动与冲击*, 2004, 23(4): 67-69.
- [61] 李俊, 金咸定, 刘见华. 多自由度无阻尼动力吸振器的理论研究[J]. *振动、测试与诊断*, 2003, 23(2): 99-101.
- [62] 张洪田, 刘志刚, 张志华, 等. 动力吸振技术的现状与发展[J]. *噪声与振动控制*, 1996, 16(3): 22-25.
- [63] JACQUOT R G, FOSTER J E. Optimal cantilever dynamic vibration absorber[J]. *ASME Journal of Engineering for Industry*, 1977, 99: 138-141.
- [64] SNOWDON J C, WOLFE A A, KERLIN R L. The cruciform dynamic absorber[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1984, 75: 1 792-1 799.
- [65] DAHLBE T. On optimal use of the mass of a dynamic vibration absorber[J]. *Journal of Sound and Vibration*,

- 1989, 132: 518-522.
- [66] SHIN Y S, WATSON S J, KIM K S. Passive vibration control scheme using circular viscoelastic waveguide absorbers[J]. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 1993, 115: 256-261.
- [67] ONISZCZUK Z. Damped vibration analysis of an elastically connected double-string complex system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 264: 253-271.
- [68] ONISZCZUK Z. Transverse vibrations of elastically connected rectangular double-membrane compound system [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 221: 235-250.
- [69] AIDA T, ASO T, NAKAMOTO K, et al. Vibration control of shallow shell structures using a shell-type dynamic vibration absorber [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 218: 245-267.
- [70] MAES J, SOL H. A double tuned rail damper—increased damping at the two first pinned-pinned frequencies [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 267: 721-737.
- [71] 王彦琴, 盛美萍, 孙进才. 变截面梁式动力吸振器的宽带吸振机理[J]. 振动工程学报, 2004, 17(4): 473-476.
- [72] VERDIRAME J, NAYFEH S. Design of multi-degree-of-freedom tuned mass dampers based on eigenvalue perturbation [C]//44th Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, 2003, AIAA 2003: 1 686.
- [73] ZUO L, NAYFEH S A. Minimax optimization of multi-degree-of-freedom tuned-mass dampers [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 272: 893-908.
- [74] ZUO L, NAYFEH S A. The two-degree-of-freedom tuned-mass damper for suppression of single-mode vibration under random and harmonic excitation [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2006, 128(1): 56-65.
- [75] ARNOLD F R. Steady-state behavior of system provided with non-linear dynamic vibration absorbers [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1955, 22: 487-492.
- [76] ROBERSON R E. Synthesis of a non-linear dynamic vibration absorber [J]. Journal of the Franklin Institute, 1962, 254: 205-220.
- [77] HUNT J B, NISSEN J C. The broad band dynamic vibration absorber [J]. Journal of Sound and Vibration, 1982, 83(4): 573-578.
- [78] RICE H J, MCCRAITH J R. Practical non-linear vibration absorber design [J]. Journal of Sound and Vibration, 1987, 116(3): 545-559.
- [79] NATSIAVAS S. Steady state oscillations and stability of non-linear dynamic vibration absorbers [J]. Journal of Sound and Vibration, 1992, 156 (2): 227-245.
- [80] LEE W K, CHO D S. Damping effect of a randomly excited autoparametric system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 236(1): 23-31.
- [81] VYAS A, BAJAJ A K. Dynamics of autoparametric vibration absorbers using multiple pendulums [J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 246(1): 115-135.
- [82] ZHU S J, ZHENG Y F, FU Y M. Analysis of non-linear dynamics of a two-degree-of-freedom vibration system with non-linear damping and non-linear spring [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 271: 15-24.

REVIEW OF PASSIVE DYNAMIC VIBRATION ABSORBERS

LIU Yaozong YU Dianlong ZHAO Honggang
WEN Xisen

(School of Mechatronic Engineering and Automation,
National University of Defense Technology,
Changsha 410073)

Abstract: The literature on passive dynamic vibration absorbers (DVA) is reviewed. According to their characteristics of operation, DVAs are categorized as Single degree of freedom DVA (SDOF-DVA), M-SDOF-DVAs, MDOF-DVA, distributed parameter DVA and non-linear DVA. The key achievements on each category of DVAs are summarized and the recent advances are introduced. It is concluded that the designing procedure of SDOF-DVA suppressing one vibration mode of the primary system is well established. Although many approaches have been proposed addressing the optimal design of M-SDOF-DVAs, it is expected that researches on suppressing vibration of structures with multiple DVAs will continue to grow. In addition, efficient and robust reanalysis algorithms for predicting the dynamic response of structures attached multiple absorbers are required. The designing and application of MDOF-DVAs and non-linear DVAs are still open problems. Their physical design, parameter optimization as well as application prospects are much concerned. Moreover, vibrating systems with non-linear DVAs will present complicated dynamics which are drawing more and more attention.

Key words: Dynamic vibration absorber
Tuned mass damper
Optimal design

作者简介: 刘耀宗, 男, 1973年出生, 博士, 副教授。主要从事振动与噪声控制、机械故障诊断、声子晶体等方面的研究。

E-mail: yzliu@nudt.edu.cn