

船舶设备半主动单层隔振系统传递特性分析*

方媛媛^{1,2}, 左言言¹, 邵广申², 夏兆旺²

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院 镇江, 212013) (2. 江苏科技大学能源与动力工程学院 镇江, 212003)

摘要 为了提高船舶动力设备单层隔振系统的隔振性能, 研究半主动磁流变(magnetorheological, 简称 MR)阻尼器和基础质量对系统传递特性的影响规律, 采用通过试验验证的改进的 Bingham 模型描述 MR 阻尼器的力学特性, 建立考虑基础质量影响的二自由度无约束隔振系统的动力学模型。通过平均法得到了隔振系统主共振时的解析解, 并通过数值方法验证了理论解的正确性。以力传递率为评价指标, 研究了半主动隔振系统主要参数对系统主共振的影响。结果表明: 基础质量增加可降低系统的固有频率及隔振区域的减振效果; MR 阻尼器控制力和零力速度的增加可提升隔振性能; MR 阻尼器的阻尼增加可提高共振区域的隔振效果, 但降低了隔振区域的隔振效果。

关键词 单层隔振; 力传递率; 半主动; 磁流变阻尼器; 平均法

中图分类号 TH113.1; TB53

引言

随着船舶设备动力学性能要求的日益提高, 如何减少振动从振源向支撑结构的传递受到了广泛关注^[1-2], 常见的方法是在振源和基础之间插入隔振器。目前, 船舶动力设备隔振通常采用被动隔振装置, 主要包括单层隔振、双层隔振和浮筏隔振等^[3]。基于单自由度的单层隔振系统因其具有结构简单、易于实现等优点, 已经广泛应用于船舶、桥梁、航天及交通运输等领域。

目前, 船舶动力设备的隔振研究在设备额定转速状态运行取得了一定的隔振效果^[4], 但对设备开关机和升降速状态产生的振动问题还有待深入研究, 其产生过大振动的主要原因是在小于额定转速的某个转速时动力设备隔振系统发生共振引起的, 笔者将主要研究半主动非线性隔振系统各种参数对这一特性的影响规律。被动单层隔振系统对低频振动隔离效果较差。鉴于线性被动隔振系统隔振频率范围较小、高频隔振性能下降的缺点, 非线性被动隔振理论引起了广泛关注^[5-7]。主动隔振系统虽然具有很好的隔振性能, 但其结构复杂, 成本较高。半主动隔振具有耗能低、结构简单等特点^[8-9]。

磁流变液是将高磁导率、低磁滞性的微小软磁性颗粒均匀分散于非导磁性液体中的悬浮体, 当其

处于磁场作用下, 其流变学性能可以达到毫秒级的响应速度, 因此成为控制领域重点关注的新型智能材料。由其制作成的磁流变阻尼器具有较高的稳定性和可控性, 且在复杂环境下的减振效果明显, 因此近年来已成为研究的热点课题之一。国内外学者进行了不同控制策略下的隔振性能分析^[10-12], 在土木结构、车辆工程等领域进行了广泛的研究, 但在船舶减振方面的应用研究还不多见^[13]。

传统船舶单层隔振系统性能研究通常假设基座刚性固定, 且不考虑基座质量对振动传递特性的影响^[7]。笔者研究在未装船状态下, 基座质量及半主动非线性阻尼对隔振系统的影响, 建立了二自由度半主动船舶动力设备单层隔振系统无约束力学模型, 采用平均法计算系统的解析解, 得到系统的幅频响应, 进而求得传递率公式, 分析其主共振特性, 研究半主动非线性隔振系统主要参数对隔振效果的影响规律, 为船舶动力设备半主动单层隔振系统的设计提供了借鉴。

1 MR 阻尼器的力学模型

Bingham 模型作为磁流变阻尼器研究最早、应用最广的模型, 其表达式简单, 物理概念清晰, 可以较好地描述 MR 阻尼器的力-位移关系, 但是无法描述力-速度的非线性迟滞特性。在该模型中, 包含控

* 国家自然科学基金资助项目(51575238, 51879124); 江苏省高校自然科学基金资助项目(16KJA580002)
收稿日期: 2017-05-22; 修回日期: 2017-08-15

制力和线性阻尼力,但不包含迟滞元件,可以表示为

$$F_{MRD} = c_1 \dot{y} + F_y \text{sign}(\dot{y}) \quad (1)$$

考虑磁流变阻尼器的迟滞特性,采用改进 Bingham 模型描述 MR 阻尼器力学模型。该模型通过引入符号函数来描述磁流变阻尼控制系统的迟滞特性,如图 1 所示。其表达式^[14]为

$$\begin{cases} F_{MRD} = c_1 \dot{y} + F_y \text{sign}(\dot{y} - V_0) & (\dot{y} > 0) \\ F_{MRD} = c_1 \dot{y} + F_y \text{sign}(\dot{y} + V_0) & (\dot{y} < 0) \end{cases} \quad (2)$$

其中: F_{MRD} 为 MR 阻尼器的阻尼力; c_1 为阻尼器的黏性阻尼系数; F_y 为阻尼器控制力; V_0 为磁流变阻尼器的零力速度(即阻尼器控制力为零时的速度); \dot{y} 为阻尼器柱筒与活塞间的相对速度。

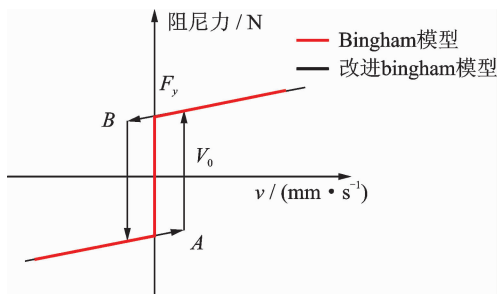


图 1 MR 阻尼器的改进 Bingham 模型

Fig.1 The modified Bingham model of MRD

选用某型磁流变阻尼器进行力学性能试验,试验装置如图 2 所示。试验中采用不同幅值和频率的正弦信号为激励,可以测得磁流变阻尼器活塞位移、速度和输出阻尼力信号。



图 2 磁流变阻尼器试验装置

Fig.2 The experimental model of MR damper

图 3 给出了电流为 0.3 A、正弦激励振幅为 8 mm、频率为 1 Hz 时的磁流变阻尼器的非线性阻尼力特性曲线。由图 3 可见,磁流变阻尼器阻尼力在高速区表现为黏性阻尼特性,低速区出现迟滞现象,在高、低速度变换区表现出非线性过渡特性。与图 1 对比发现,改进的 Bingham 模型能较好地反映磁流变阻尼器的迟滞特性。

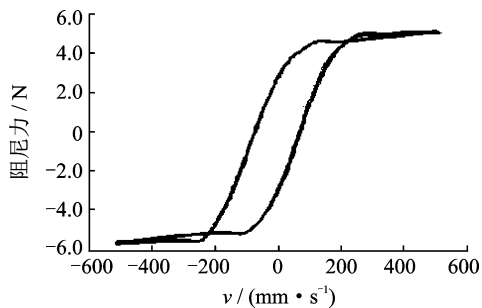


图 3 MR 阻尼器的力学模型

Fig.3 Dynamic model of MR damper

2 半主动隔振系统数学模型

笔者通过单层隔振系统将船舶动力设备弹性支撑在基座上,如图 4 所示。

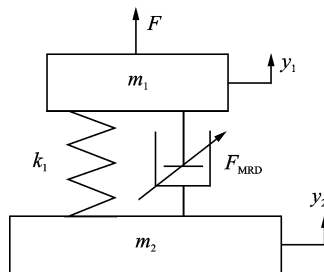


图 4 船舶动力设备半主动隔振系统

Fig.4 Single-stage semi-active isolation system for ship

为了改善被动隔振器无法同时兼顾共振区和隔振区的隔振效率,选取半主动磁流变阻尼器衰减设备经过共振转速时的响应。系统的运动方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + k_1 (y_1 - y_2) + F_{MRD} = F \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_1 (y_2 - y_1) - F_{MRD} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

其中: m_1 为动力设备质量; m_2 为基础质量; y_1 和 y_2 为动力设备和基础的位移; $F = F_0 \cos(\omega t)$ 为激振力; k_1 为弹簧刚度; F_{MRD} 为磁流变阻尼器的阻尼力。

磁流变阻尼器采用改进 Bingham 模型描述非线性阻尼力,将系统激振力和阻尼力代入船舶动力设备半主动隔振系统的运动学方程,变换可得

$$\left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right) (\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2) + k_1 (y_1 - y_2) + c_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + F_y \text{sign}(\dot{y}_1 - \dot{y}_2 \mp V_0) = \frac{m_2}{m_1 + m_2} F_0 \cos \omega t \quad (4)$$

令 $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$, $z = y_1 - y_2$, $F_{10} = \frac{m}{m_1} F_0$, 则式(4)可改写为

$$m \ddot{z} + k_1 z + c_1 \dot{z} + F_y \text{sign}(\dot{z} \mp V_0) = F_{10} \cos \omega t \quad (5)$$

其中: $z(0) = A$; $\dot{z}(0) = 0$ 。

取无量纲位移 $x=z/A$, 无量纲时间 $\tau=\Omega t$, $\dot{x}=dx/d\tau$, 对式(4)进行无量纲化, 可得系统的无量纲运动微分方程

$$\ddot{x} + x = \varepsilon(-2\dot{x} - \alpha \text{sign}(\dot{x} \mp \dot{x}_0) + \beta \cos(\gamma\tau)) \quad (6)$$

其中: $\Omega = \sqrt{k_1/m}$; $T = 1/\Omega$; $\varepsilon = c_1/(2m\Omega)$; $\gamma = \omega/\Omega$; $\dot{x}_0 = V_0/A\Omega$; $\alpha = 2F_y/c_1$; $\beta = 2F_{10}/c_1 A\Omega$; Ω 为隔振系统的固有频率; γ 为无量纲激励频率; ε 为线性阻尼系数; α 为 MR 阻尼器的非线性阻尼系数; β 为无量纲激励力幅值。

式(6)在相空间中具有如下形式

$$\begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y \\ \varepsilon(-2\dot{x} - \alpha \text{sign}(\dot{x} \mp \dot{x}_0) + \beta \cos(\gamma\tau)) \end{pmatrix} \quad (7)$$

由于阻尼系数远小于质量和刚度的乘积, 研究船舶动力设备半主动隔振系统的主共振特性时, 可以认为磁流变阻尼器的控制力和设备的激励力均是小量, 因此系统是一个弱非线性系统, 可以用非线性理论中的平均法来研究系统的振动特性。

3 半主动隔振系统近似解

平均法可以用于求解非线性系统振动的稳态解并得到复杂的幅频响应关系, 已被广泛用于非线性振动系统响应的 1 阶近似解。基于平均法, 假设系统主共振稳态运动的位移和速度响应为 $x = a \cos \varphi$ 和 $y = -a \sin \varphi$, 其中: x 为相对位移幅值; φ 为相应的相位角。因此, 式(7)转化为

$$\begin{pmatrix} \cos \varphi & a \sin \varphi \\ \sin \varphi & -a \cos \varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{a} \\ \dot{\varphi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ f \end{pmatrix} \quad (8)$$

其中: $f = \varepsilon(-2\dot{x} - \alpha \text{sign}(\dot{x} \mp \dot{x}_0) + \beta \cos(\gamma\tau))$; $\varphi = \tau + \theta$ 。

式(8)的系数矩阵的行列式不等于零, 根据克莱默法则可得

$$\begin{cases} da/d\tau = f \sin \varphi \\ d\theta/d\tau = -\frac{1}{a} f \cos \varphi \end{cases} \quad (9)$$

主共振时激励频率满足 $\gamma = 1 + \varepsilon\sigma$, 其中: ε 为小值; σ 为与 1 同数量级的调谐参数。式(9)可近似为在激励载荷一个周期内的平均值, 积分计算后可得

$$da/d\tau = \varepsilon P(a, \theta, \tau) =$$

$$\varepsilon \left(-a - \frac{\beta \sin(\theta - \varepsilon\sigma\tau)}{2} - \frac{2\alpha \sqrt{a^2 - \dot{x}_0^2}}{\pi a} \right)$$

$$\frac{d\theta}{d\tau} = \varepsilon R(a, \theta, \tau) = \varepsilon \left(-\frac{\beta \cos(\theta - \varepsilon\sigma\tau)}{2a} + \frac{2\alpha \dot{x}_0}{\pi a^2} \right)$$

令 $da/d\tau = 0$, $d\theta/d\tau = 0$, 可得系统的定解幅频响应方程

$$\frac{4a^2 \sigma^2}{\beta^2} - \frac{16\alpha \dot{x}_0}{\pi \beta^2} + \frac{4a^2}{\beta^2} - 1 + \frac{16 \alpha^2}{\pi^2 \beta^2} + \frac{16\alpha \sqrt{a^2 - \dot{x}_0^2}}{\pi \beta^2} = 0 \quad (10)$$

式(10)可以改写为 $\rho_4 a^4 + \rho_2 a^2 + \rho_0 = 0$

其中: $\rho_4 = 16\pi^4(1 + 2\sigma^2 + \sigma^4)$; $\rho_2 = -8\pi^2(\beta^2 \pi^2(1 + \sigma^2) + 16\alpha(\sigma^2(\pi \dot{x}_0 \sigma - \alpha) + (\alpha + \pi \dot{x}_0 \sigma)))$; $\rho_0 = \beta^4 \pi^4 + 32\beta^2 \pi^2 \alpha(-\alpha + \pi \dot{x}_0 \sigma) + 256\alpha^2((\pi \dot{x}_0)^2 + (\pi \dot{x}_0 \sigma - \alpha)^2)$ 。

由此可以解得系统稳态响应的解为

$$x = a \cos(\tau + \theta) \quad (11)$$

其中: $a_{1,2} = \frac{1}{2\rho_4}(-\rho_2 \pm \sqrt{\rho_2^2 - 4\rho_0\rho_4})$; $\theta = \pi +$

$\arctan\left(\frac{a^2 \pi + 2\mu \sqrt{a^2 - \dot{x}_0^2}}{\pi \sigma a^2 - 2\mu \dot{x}_0}\right)$ 。

为了评估隔振系统的性能, 最常用的指标是力传递率, 即传递到基座的力与激励力的比值。该系统传递到基座的无量纲力为

$$F_t = x + \varepsilon(2\dot{x} + \alpha \text{sign}(\dot{x} \mp \dot{x}_0))$$

传递到基座的无量纲力传递率为

$$\text{TR} = \frac{x + \varepsilon(2\dot{x} + \alpha \text{sign}(\dot{x} \mp \dot{x}_0))}{h \cos(\gamma\tau)} = \frac{a \cos(\tau + \theta) + \varepsilon(2a \sin(\tau + \theta) + \alpha \text{sign}(-a \sin(\tau + \theta) \mp \dot{x}_0))}{h \cos(\gamma\tau)} \quad (12)$$

4 半主动隔振系统传递特性分析

考虑基座质量的船舶动力设备半主动隔振系统计算参数设置如下: 隔振系统的隔振器刚度 $k_1 = 100 \text{ kN/s}$; 磁流变阻尼器黏性阻尼系数 $c_1 = 1 \text{ kNs/m}$; 动力设备质量 $m_1 = 1\,000 \text{ kg}$; 设备基座的质量 $m_2 = 1\,000 \text{ kg}$; 磁流变阻尼器的控制力幅值 $F_y = 200 \text{ N}$; 零力速度 $V_0 = 0.3 \text{ m/s}$; 零时刻位移 $A = 0.03 \text{ m}$; 激励力幅值 $F_0 = 800 \text{ N}$ 。首先将采用平均法得到的动力设备半主动隔振系统主共振响应的理论解与 4 阶 Runge-Kutta 法得到的数值解进行对比来验证理论解的正确性, 如图 5 所示, 图中实线为根据式(12)得到的理论解, 虚线为数值解。可以发现二者基本一致, 表明根据非线性理论的平均法得到的二自由度隔振系统响应理论解正确。

4.1 被动隔振系统的传递特性分析

当 $F_y = 0$ 时, 隔振系统不存在迟滞特性, 等同于被动隔振系统, 此时系统的动力学方程为

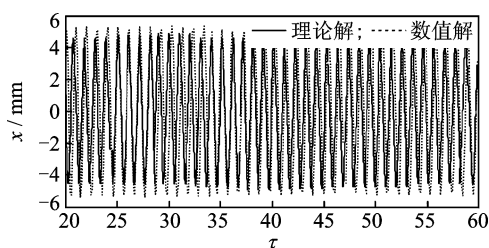


图5 理论解和数值解的对比

Fig. 5 Comparison between theoretical and numerical solution

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + k_1(y_1 - y_2) + c_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) = F \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_1(y_2 - y_1) - c_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) = 0 \end{cases} \quad (13)$$

系统的力传递率为

$$TR = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \sqrt{\frac{k_1^2 + (\omega c_1)^2}{(k_1 - \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \omega^2)^2 + (\omega c_1)^2}} \quad (14)$$

传统的单层隔振系统认为基础质量无穷大,图6给出了 $m_2 = \infty$ 时的力传递率曲线,图7给出了 $m_1 = m_2$ 时的力传递率曲线, γ 为频率比。两种情况下,阻尼系数增加显著降低了共振区域的力传递率,在隔振区域效果相反。对比发现,图6中 $\gamma > \sqrt{2}$ 才有隔振效果,且频率比越大隔振效果越好。考虑基座质量时仅在 $\gamma = 1$ 的附近才会出现振动放大现象,隔振频率范围拓宽,且相同阻尼系数的力传递率明显下降,可见考虑基座质量的必要性。

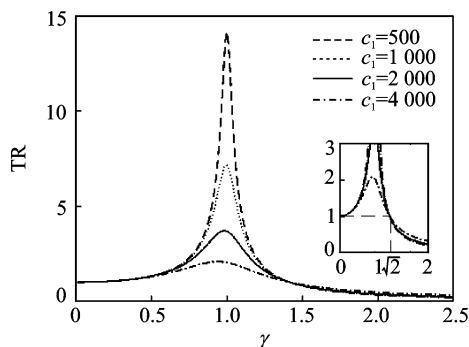
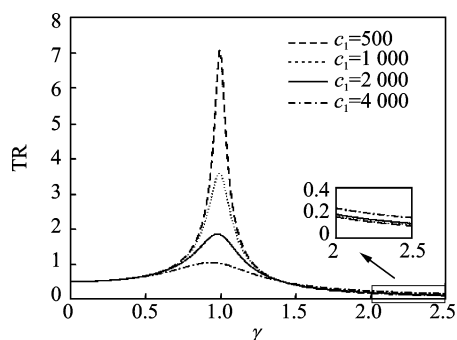
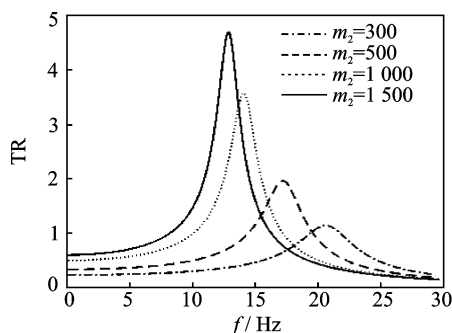
图6 不同阻尼系数下的力传递率($m_2 = \infty$)Fig. 6 Force transmissibility under different c_1 ($m_2 = \infty$)

图8为改变基座质量时的力传递率曲线,由图8(a)可以看出,系统的固有频率随着基座质量的增加而减小。由图(b)可以看出,相同频率比时,基座质量增加,力传递率变大。可见,增加基座质量并不能带来全频段隔振性能的提升。

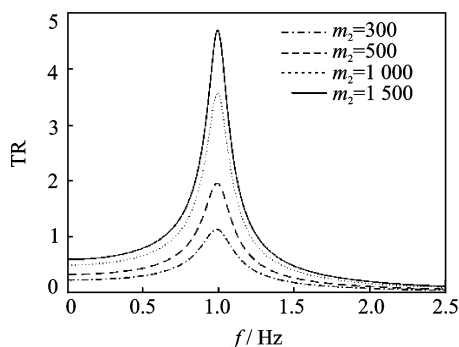
4.2 半主动系统的传递特性分析

传统的船舶被动隔振系统采用黏滞阻尼抑制共振响应,但增大阻尼在高频区反而会降低隔振性能。

图7 不同阻尼系数下的力传递率($m_1 = m_2 = 1000$)Fig. 7 Force transmissibility under different c_1 ($m_1 = m_2 = 1000$)

(a) 力传递率随频率的变化关系曲线

(a) The curve of force transmissibility versus frequency



(b) 力传递率随频率比变化曲线

(b) The curve of force transmissibility versus frequency

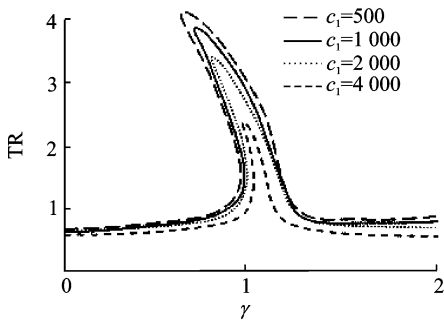
图8 不同基座质量下的力传递率

Fig. 8 Force transmissibility under different m_2

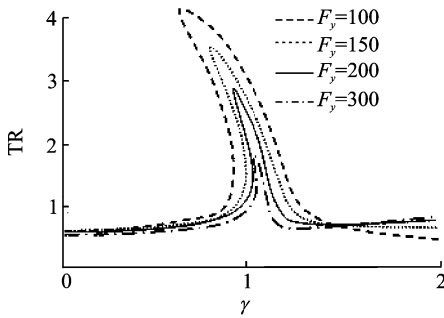
与被动黏滞阻尼相比,半主动磁流变阻尼通过调整电流来迅速改变阻尼,可以同时改善全频段的隔振性能。

根据半主动隔振系统的力传递率方程(12),可研究隔振系统主要参数对隔振系统的主共振影响规律,包括设备基座质量、磁流变阻尼器的阻尼、控制力和零力速度,结果如图9和图10所示。

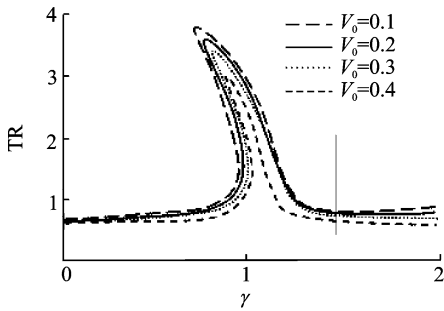
由图9可以看出,半主动隔振系统的主共振表现出明显的非线性特征。与图7比较发现,磁流变阻尼器的黏滞阻尼系数 c_1 在主共振区域对振动传递特性的影响规律与被动黏性阻尼作用基本相同,



(a) 不同阻尼系数下的力传递率
(a) Force transmissibility under different c_i



(b) 不同控制力下的力传递率
(b) Force transmissibility under different F_y



(c) 不同零力速度下的力传递率
(c) Force transmissibility under different V_0

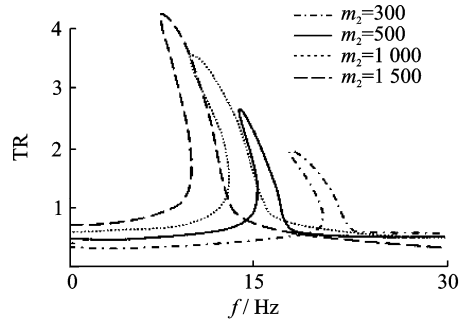
图 9 磁流变阻尼器对力传递率的影响

Fig. 9 The effect of MR damper on the transmissibility

主共振区域内,磁流变阻尼器的阻尼抑制共振峰;隔振区域内,过大的阻尼反而使得隔振效果变差;由于非线性阻尼的存在,小阻尼系数下的共振峰值较被动隔振明显下降,隔振效果提高。因此,在船舶动力机械升降速及开关机等过渡工况时,半主动磁流变隔振可使机械设备经过共振转速时的基座响应明显下降。半主动隔振系统的力传递率随着磁流变阻尼器的控制力 F_y 的增加而降低,系统变得更为稳定,而且在主共振区域对振动传递率影响更加明显,控制力增加显著降低了共振响应。磁流变阻尼器零力速度 V_0 改变,共振峰值改变不大,因此, V_0 对半主动隔振系统的振动传递率影响小于黏滞阻尼和控制力。

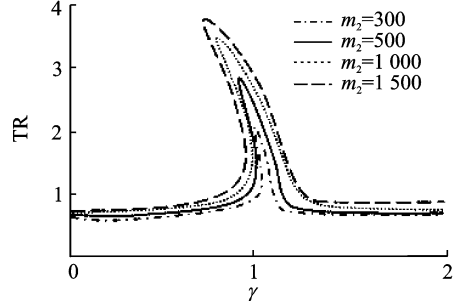
基座质量对半主动隔振系统的传递特性的影响如图 10 所示。与图 8 比较发现,在相同激励频率

下,基座质量增加,固有频率减小,频率比增大,系统隔振区域范围增加,且频率大于 17Hz 后,质量大的基座传递率最小,符合传统隔振设计的基本要求。力传递率随频率比的变化曲线表明,基座质量增加,力传递率变大。可见,小质量基座固有频率较大,在低频段隔振效果较好,共振峰处的响应最小,基座质量增加,可以显著降低系统固有频率并提高中高频段隔振效果。由于频率比正比于设备的激励频率,高速设备可以允许较高的固有频率,此时小质量基座仍然可以避免共振,隔振区的力传递率可以通过非线性阻尼来调节,同时兼顾了隔振性能及轻型化。中低速设备需要合理增大基础质量来避开低频共振峰,拓宽隔振频率范围,提高隔振性能。因此,工程实践中,应充分考虑船舶设备激励特性及隔振要求,合理选定基座质量来提高隔振效果。



(a) 力传递率随频率的变化曲线

(a) The curve of force transmissibility versus frequency



(b) 力传递率随频率比变化曲线

(b) The curve of force transmissibility versus frequency

图 10 不同基座质量下的力传递率

Fig. 10 Force transmissibility under different m_2

5 结 论

1) 采用改进的 Bingham 模型来模拟磁流变阻尼器的阻尼力,试验测试结果表明,该模型很好地反映了磁流变阻尼器的迟滞特性。

2) 建立了考虑基座质量的船舶动力设备二自由度隔振系统模型进行振动特性分析,采用平均法计算隔振系统主共振时的响应特性,通过数值仿真方法进行了验证,并进一步求解了非线性磁流变阻

尼作用下系统力传递率特性。

3) 船舶动力设备半主动隔振系统具有明显的非线性特性。增大基础质量可降低系统固有频率, 拓宽隔振范围, 共振区响应增强, 隔振区内相同频率下的力传递率下降, 有利于隔振性能的提高。

4) 在半主动非线性隔振系统的主共振区, 半主动磁流变阻尼器的阻尼和控制力增加可以显著降低共振峰值, 提高隔振效果, 零力速度对半主动隔振系统的主共振影响不大。

5) 在非共振区, 增加磁流变阻尼器的阻尼会降低隔振效果, 适当增加控制力和零力速度可以提升隔振性能。

参 考 文 献

- [1] 温华兵, 刘林波, 夏兆旺, 等. 复合阻振技术在舰船支撑结构中的应用研究[J]. 船舶力学, 2015(7):866-873. Wen Huabing, Liu Linbo, Xia Zhaowang, et al. Applied research on vibration transmission performance of the composite vibration-isolating for the base structure of ship[J]. Journal of Ship Mechanics, 2015(7):866-873. (in Chinese)
- [2] Xiao Bin. Improved active control algorithm for marine diesel two-stage vibration isolation system[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2010, 128(4): 2375-2382.
- [3] 夏兆旺, 袁秋玲, 茅凯杰, 等. 船舶辅机单层半主动非线性隔振系统振动特性分析[J]. 船舶力学, 2017, 21(1):69-75. Xia Zhaowang, Yuan Qiulin, Mao Kaijie, et al. Vibration characteristics analysis of auxiliary mono-layer semi-active isolation system [J]. Journal of Ship Mechanics, 2017, 21(1):69-75. (in Chinese)
- [4] 王勇, 李舜酩, 程春, 等. 立方速度反馈控制的准零刚度隔振器动力学特性分析[J]. 振动工程学报, 2016, 29(2):305-313. Wang Yong, Li Shunming, Cheng Chun, et al. Dynamic analysis of a quasi-zero-stiffness vibration isolator with cubic velocity feedback control[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(2): 305-313. (in Chinese)
- [5] Lu Zeqi, Brennan M J, Chen Liqun. On the transmissibility of nonlinear vibration isolation system [J]. Journal of Sound & Vibration, 2016, 375:28-37.
- [6] Lang Ziqiang, Jing Xingjian, Billings S A, et al. Theoretical study of the effects of nonlinear viscous damping on vibration isolation of SDOF systems[J]. Journal of Sound & Vibration, 2009, 323(1/2):352-365.
- [7] 孙靖雅, 华宏星, 肖锋, 等. 非线性迟滞阻尼对隔振系统力传递特性影响[J]. 振动与冲击, 2014, 33(10): 131-136. Sun Jingya, Hua Hongxing, Xiao Feng, et al. Influence of nonlinear hysteretic damping on force transmissibility of a vibration isolation system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(10):131-136. (in Chinese)
- [8] Baker G A, Johnson E A, Asce A M, et al. Semiactive damping of stay cables[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2007, 133(1):1-11.
- [9] 黄山云, 陈彬, 涂奉臣, 等. 重卡驾驶室半主动悬置控制方法[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(1):176-181. Huang Shanyun, Chen Bin, Tu Fengchen, et al. Research on control method for semi-active heavy truck cab mounting system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(1):176-181. (in Chinese)
- [10] Potter J N, Neild S A, Wagg D J. Quasi-active suspension design using magnetorheological dampers[J]. Journal of Sound & Vibration, 2011, 330(10):2201-2219.
- [11] Cha Y J, Zhang Jianqiu, Agrawal A K, et al. Comparative studies of semiactive control strategies for MR dampers: pure simulation and real-time hybrid tests [J]. Journal of Structural Engineering, 2013, 139(7): 1237-1248.
- [12] 何立东, 王钢, 黄秀金. 磁流变阻尼器抑制转子系统振动试验[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(5):849-853. He Lidong, Wang Kai, Huang Xiujin. Experimental study on the rotor system vibration control by magnetorheological dampers [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(5):849-853. (in Chinese)
- [13] Deng Zhongchao, Yao Xiongliang, Zhang Dagang. Research on the dynamic performance of ship isolator systems that use magnetorheological dampers [J]. Journal of Marine Science & Application, 2009, 8(4): 291-297.
- [14] Yang Shaopu, Li Shaohua. A hysteresis model for MR damper[J]. International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation, 2005, 6(2):139-144.



第一作者简介:方媛媛,女,1982年11月生,博士生。主要研究方向为船舶振动与噪声控制。曾发表《舰船多机组设备减振特性研究》(《船海工程》2014年第2期)等论文。

E-mail:fangyy82@163.com