

复合隔振器隔振装置的性能研究

沈良杰^{1,2}, 范进¹, 陈彦北², 郭强²

(1.南京理工大学, 南京 210094; 2.株洲时代新材料科技股份有限公司, 湖南 株洲 412000)

摘要: 目的 为提升隔振装置的隔振性能, 研发具有优良隔振性能的隔振装置。方法 在 20~1600 Hz 频段内, 利用有限元分析软件对某新型复合隔振器隔振装置进行谐响应分析, 并进行整体隔振试验, 得出隔振装置在外激励下频域上的振动响应。结果 对比分析有限元仿真结果与隔振试验数据, 在 20~80 Hz 内, 振级落差大于 15 dB, 在 200~1600 Hz 上, 振级落差也在 24 dB 以上, 在 200~1000 Hz 上加速度振级落差仿真和实验的 RMS 值分别为 36.6 dB 和 38.9 dB, 结论 该复合式隔振器隔振装置具有优良的隔振性能。

关键词: 隔振器; 单层隔振系统; 振级落差

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2017.05.013

中图分类号: TJ03 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2017)05-0056-04

Performance of Vibration Isolation Device for Composite Vibration Isolator

SHEN Liang-jie^{1,2}, FANG Jin¹, CHEN Yan-bei², GUO Qiang²

(1.Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China;

2.Zhuzhou Times New Material Technology Co., Ltd, Zhuzhou 412000, China)

ABSTRACT: Objective To improve vibration isolation performance of vibration isolation device and develop vibration isolation device with excellent low frequency vibration isolation performance. **Methods** The harmonic response analysis on a new combined type vibration isolation device was carried out in the 20~1600Hz frequency band with software of finite element analysis. The overall vibration isolation test was also carried out. And the vibration response of vibration isolation device under external excitation in the frequency domain was obtained. **Results** The result of finite element simulation and data of vibration isolation were compared. The vibration level difference was greater than 15 dB, on 20~80 Hz. On 200 Hz to 1600 Hz, the vibration level drop was also above 24 dB. RMS values of acceleration vibration level simulation and experiment were 36.6 dB and 38.9 dB respectively in 200~1000 Hz. **Conclusion** The combined type vibration isolation device has excellent vibration isolation performance.

KEY WORDS: vibration isolator; single-stage vibration isolation system; vibration level difference

隔振是舰船减振降噪普遍采用的方法,也是工程实践中应用最多的一项振动控制技术。随着现代舰船对自身结构安全和静音低噪性能要求的提高,隔振技术一直属于国内外船舶工程、结构力学和军事科技等领域的研究热点。隔振基本原理是在振源和基础之间设置弹性装置,依靠其弹性形变来减小振源对基础的影响。根据隔振装置作用方式的不同,舰船隔振技术主要包括被动隔振、主动隔振和混合式隔振三类。

主动隔振技术由于较高的自适应性,在一定程度上弥补了被动隔振技术的缺点,可以适应低频、宽频和高精度的任务要求。然而,舰船主动隔振技术同混合式隔振器技术特点类似,系统结构复杂、设计难度大,且受作动器性能限制等,使其无法适应大冲击工况,再加上两种技术均需要辅助设备和外部能源,多种因素的限制下,使得主动隔振和混合隔振技术难以取得突破,并在特种舰艇领域得到更广泛的应用^[1]。

收稿日期: 2016-12-08; 修订日期: 2016-12-18

作者简介: 沈良杰(1991—),男,硕士,主要研究方向为结构振动控制。

相比之下,被动隔振技术虽然参数无法实时调节,适用工况单一,但仍然依靠最简易、最可靠的隔振特点得到了广泛的应用。被动隔振技术的主要特点是其必须在面对振动频率大于其固有频率 $\sqrt{2}$ 倍时,隔振系统才会产生隔振效果。因此,研发额定载荷下固有频率低的隔振器将拓宽被动隔振系统的有效隔振频带,属于被动隔振技术的发展方向。这其中以气囊类隔振器为代表,可以做到工作固有频率在 2 Hz 以下;橡胶类隔振器普遍工作频率在 7~15 Hz,难以做到更低固有频率。对于被动隔振技术,另一缺点是固有频率低就要求其自身刚度越低,而系统刚度低其稳定性无法保障,如气囊隔振器由于刚度过低需要增加稳定性辅件,所以被动隔振技术的设计一直在低频性能和稳定性保障二者之间寻求平衡。

舰船低速航行时,机械振动频率集中在 1 kHz 以下的频段内^[2]。因此,研发在此频段内具有优良隔振性能的隔振装置是急需解决的问题。开发一种同时具备气囊的低频性和橡胶隔振器稳定性的复合式隔振器,将很好地提高被动隔振技术的应用范围。

国外海军大国一直很重视新型材料隔振器的设计与开发。美军在 21 世纪初将使用寿命长、蠕变性好的聚氨酯隔振器用于舰船隔振系统,增强了隔振系统的寿命与承载能力,同时获得良好的隔振效果^[3]。文献[4]报道指出,美海军舰艇上装备的热塑合金隔振器具有非常好的阻尼特性和抗冲击特性。由于气囊隔振器具有较大的位移量和较低的固有频率,成为舰船理想的隔振装置。俄美海军都已将气囊安装在潜艇主机、辅机筏架上,取得了很好的隔振效果^[5]。国内海军工程大学自主研发的船舶主机气囊隔振装置得到了工程化应用,在宽频激振范围内的加速度振级落差达到 15~20 dB^[6]。

为体现和验证复合式隔振器隔振装置的隔振性能,利用有限元软件对其进行谐响应分析,并进行隔振试验,得到了隔振装置在外激励下频域上的振动响应。对比分析仿真结果与试验数据,表明复合式隔振器隔振装置相对橡胶隔振器应用频率更低,具有更优良的隔振性能。

1 有限元仿真分析

1.1 隔振器及隔振装置基本参数

低频复合式隔振器是气囊与橡胶结合的复合式隔振器,从结构上分析,可以看成是由上部的橡胶弹簧和下部的空气弹簧组合而成,橡胶弹性元件主要是指橡胶变形体,而空气弹簧则是由橡胶变形体与气囊座形成的密闭气室形成。复合隔振器动刚度 $K_z=600$ N/mm, $K_x=K_y=1600$ N/mm,自振频率为 5.8 Hz,额定荷载为 4410 N。其结构如图 1 所示。

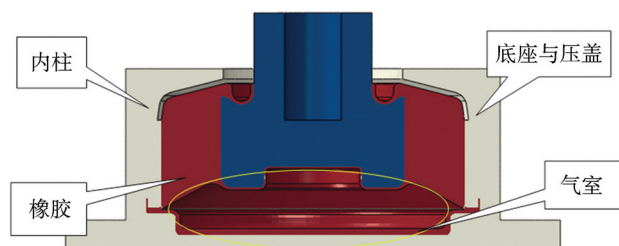


图 1 复合隔振器结构

隔振装置基本参数:激励电机底座尺寸为 0.35 m×0.22 m,质量为 210 kg,弹性模量为 2.09×10^{11} Pa;上基板尺寸为 2 m×1.455 m×0.1 m,密度为 7890 kg/m³;配重板尺寸为 1.5 m×0.73 m×0.035 m,密度为 297.6 kg/m³;隔振器上部系统质量为 1922.6 kg,上部隔振系统自振频率为 5.56 Hz;底座外尺寸为 2.2 m×1.5 m×0.18 m,密度为 7890 kg/m³,弹性模量为 2.09×10^{11} Pa。

利用 ANSYS 有限元软件建立对应的有限元分析模型如图 2 所示。基座下底面固定,基座与隔振器支座刚性连接,激励电机、上基板、配重板及隔振器支座刚性连接,每个隔振器采用三个 Combin14 单元模拟,定义其三个方向上的刚度和阻尼。为提高计算效率,忽略各部件上的孔洞。在激励电机上施加幅值为 4000 N 的竖向激励力,取隔振器上端为输入响应,下端为输出响应。

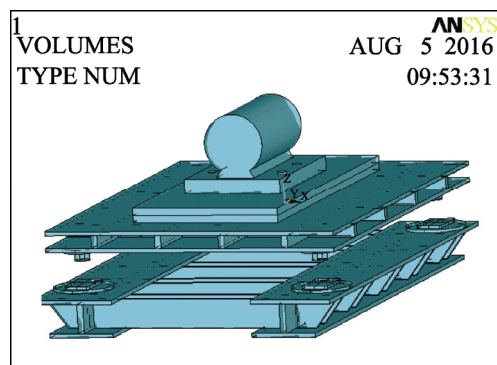


图 2 有限元分析模型

1.2 隔振装置振动响应分析

根据舰船常用动力设备的工况,低速航行时机械振动频率集中在 1 kHz 以下的频段内,为全面反映此频域内装置的振动响应,取 20~1600 Hz 频段分析简谐激励下的稳态响应解,即谐响应分析解。1/3 倍频程点上隔振系统四个隔振器的加速度振级及振级落差的均值如图 3 和图 4 所示。

从图 3 可看出,系统在外激励下隔振器上端的加速度响应随频率整体呈上升的趋势,在 40 Hz 和 1250 Hz 处取极小值,在 400 Hz 取频带内的最大值。下端加速度响应在 1600 Hz 以内相对较平稳,结构总体的振级落差线性较好。对于此复合隔振器的隔振系统,在

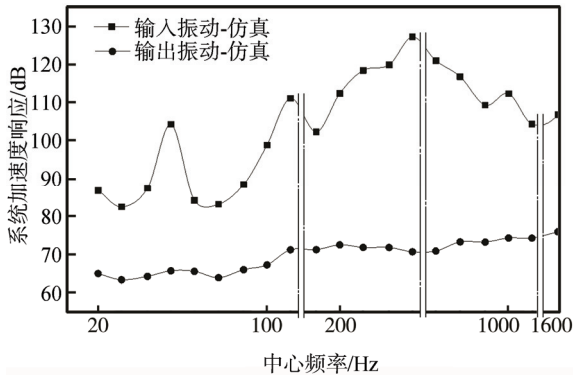


图3 20~1600 Hz 隔振器加速度振级

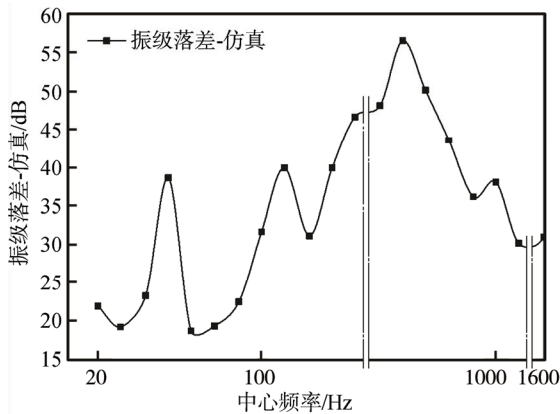


图4 200~1600 Hz 隔振器位移振级落差

20~200 Hz 的频域内, 其振级落差在 19 dB 以上, 随激励频率的上升, 其振级落差逐渐上升, 在 400 Hz 达到最大值而后下降, 200~1600 Hz 内振级落差在 30 dB 以上。

针对 1250 Hz 左右振级落差下降的情况, 分析了隔振装置在这一频带上的模态分布情况, 结果见表 1。

由表 1 可知, 由于基座和装置自身弹性的影响, 在 800~1250 Hz 频段上是装置模态比较密集的区域,

表 1 隔振装置模态分布 Hz

分析频带	模态频率					
5~200	5.8167	19.697				
	188.63					
201~400	246.44	333.86				
	393.18					
401~600	449.76	490.96				
	550.15	585.2				
601~800	669.85	700.49				
	763.54	787.42				
801~1000	828.8	898.86	932.3			
	953.75	999.84				
1001~1200	1000	1018.1	1031.2	1058.9	1072.2	
	1101.4	1128.2	1139.9	1163.2	1187.9	
1201~1400	1211.1	1220.7	1240.9	1251.9	1299.6	1311.5
	1320.2	1336	1358	1370.9	1382.9	1400.3
1401~1600	1427	1448.8	1462.8	1489.5		
	1512.5	1541.5	1575.5	1598.9		

此频段上隔振装置和基座顶板模态较密集, 其隔振性能将受到影响, 图 3 和图 4 的隔振效果曲线中表现明显。以上数据和分析表明, 在 200~1000 Hz 内, 振级落差在 30 dB 以上, RMS 值为 36.6 dB, 相较于普通被动隔振装置, 复合隔振器隔振装置在低频区域内有着较好的隔振效果。

2 隔振试验及结果分析

2.1 试验概述及测试方案

该试验的对象为基于复合隔振器的隔振装置, 其激励电机及其他组件通过四个被测隔振器安装在下部底座上, 底座通过 T 型槽与基础刚性连接, 其总质量大于设备质量的 10 倍。

装置隔振性能试验工况一种, 即激励电机以 3000 r/min 转速稳定运转, 测各隔振器上下端加速度数据。补充插入损失实验工况一种, 即撤去隔振器, 代之以刚性支座链接, 激励电机以 3000 r/min 转速稳定运转, 测各隔振器上下端加速度数据。测试采集三组数据, 每组数据 20 s。采用 LMS Test. Lab 软件进行测试与分析, 测试 20~1600 Hz 系统的响应并换算成振级。

2.2 隔振试验结果及分析

为了更直观地反映复合隔振器隔振装置的性能, 取测试工况下四个隔振器加速度响应均值和振级落差曲线的均值与仿真均值对比, 如图 5 和图 6 所示。取四个隔振器下的插入损失均值如图 7 所示。

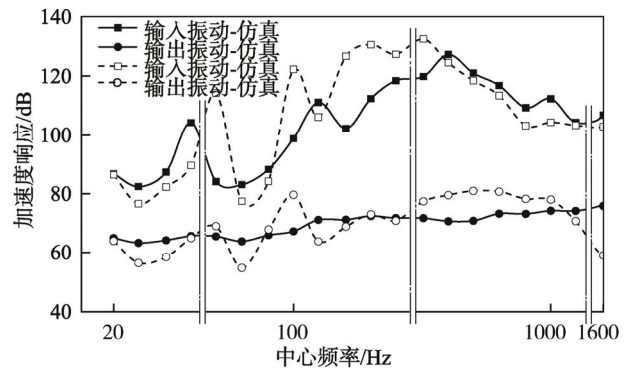


图5 试验与仿真加速度振级均值对比曲线

分析图 5 和图 6, 对比试验数据和有限元仿真数据, 二者在 20~1600 Hz 上曲线趋势基本一致, 数值差距较小, 有较好的一致性。有限元仿真谐响应分析是扫频工况, 试验工况是定频工况, 能量在各频段上的分布是不均匀的, 故仿真数据与试验测试数据存在一定偏差。在 50~320 Hz 上试验输入加速度振级要大于仿真加速度振级; 在 400~1600 Hz 上输入加速度振级有着很好的一致性。

分析图 7, 对比振级落差与插入损失的数据, 插

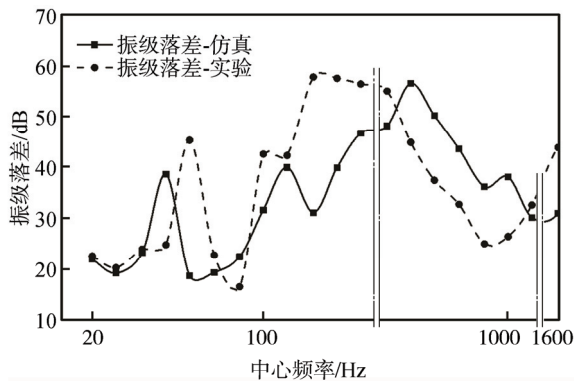


图 6 试验与仿真加速度振级落差均值对比曲线

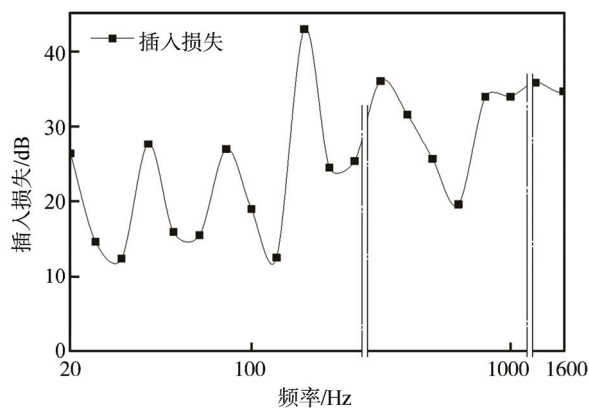


图 7 试验插入损失曲线

入损失总体上略小于振级落差。由于定频工况下各频段能量分布不均匀,插入损失曲线也体现为 160~1600 Hz 上的数据较 20~125 Hz 上偏大。

振级落差在 20~1000 Hz 上有着较好的一致性,在 20~80 Hz 内,振级落差大于 15 dB,在 200~1600 Hz 上,振级落差也在 24 dB 以上,表明此复合隔振器在中低频有着较好的隔振效果。由于隔振器驻波效应^[7-10]、基础弹性^[10-15]、被隔振装置弹性的影响,在相对中高频上会降低装置的隔振效果。模态分析也表明,此段是模态的相对密集区,表现在 800 Hz 和 1000 Hz 频段振级落差曲线和插入损失曲线取极小值。需要说明的是,仿真分析中有限元模型将隔振器抽象为一个弹簧阻尼单元,所以该段模态相对集中和振级落差曲线下降反应是隔振装置自身的特性,而非隔振器驻波效应。

相较于一般的单层隔振装置在 1000~3000 Hz 频段的隔振效果一般只能达到 20 dB 左右^[16],此复合隔振器隔振装置在 1000 Hz 上的加速度振级落差在 25 dB 左右,在 800~1600 Hz 上的 RMS 值约为 33.5 dB。

3 结论

文中通过建立复合隔振器隔振装置的隔振系统模型,进行了仿真分析,并完成了振动试验,分析了

系统竖向简谐激励下系统的响应,得到如下结论。

1) 隔振装置有限元仿真和试验的振级落差曲线趋势有着较好的一致性,二者均体现出 60 Hz 附近结构存在共振点。在 1000~1250 Hz 频段内,因装置自身特性和模态相对密集导致隔振性能下降。

2) 相较于一般的单层隔振装置,在 1000 Hz 上,复合隔振器隔振装置的加速度振级落差为 25 dB, RMS 值大约为 33.5 dB,在低频有更好的隔振效果。

3) 在 20~200 Hz 频段上,加速度振级落差大于 15 dB,在 200~1000 Hz 上加速度振级落差仿真和实验的 RMS 值分别为 36.6 dB 和 38.9 dB,实验插入损失的 RMS 值为 30.5 dB。表明此复合隔振器隔振装置在舰船常用低频工作频段内有良好的隔振性能。

参考文献:

- [1] 何琳,徐伟. 舰船隔振装置技术及其进展[J]. 声学学报, 2013, 38(2): 129.
- [2] 艾岁,金良安. 舰船隔振技术现状及研究展望[J]. 造船技术, 2015(1): 4—8.
- [3] 丁振林. 聚氨酯隔振器研究的新进展[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(4): 152—154.
- [4] Navy Search Database Search Reslts[EB/OL]. http://www.navyabir.com/05_3/35.htm.
- [5] 束立红,胡宗成,吕志强. 国外舰船隔振器研究进展[J]. 舰船科学技术, 2000, 28(3): 112—115.
- [6] 卜文俊,何琳. 船舶主机气囊橡胶隔振技术对中控制策略研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(8): 112—115.
- [7] 赵飞,孙玲玲. 浮筏隔振系统多维耦合振动特性分析[J]. 噪声与振动控制, 2010, 30(6): 47—50.
- [8] SNOWDON J C. Occurrence of Wave Effect in Rubber Antivibration Mountings[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1965, 37(6): 1027—1032.
- [9] SYKES A O. Isolation of Vibration When Machine and Foundation are Resilient and Wave Effects Occur in the Mount[J]. Noise Control, 1960, 6(3): 23—38.
- [10] 黄瑞,戴世群. 激励对柔性结构上设备振动传递率的影响[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(2): 139—143.
- [11] SYKES A O. The Effects of Machine and Foundation Resilience and of Wave Propagation on the Isolation Provided by Vibration Mounts[R]. David Taylor Model Basin Report 1276, 1959.
- [12] 朱石坚,楼京俊. 振动理论与隔振技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [13] 李玉龙,白鸿柏. 柔性基础上金属橡胶非线性隔振系统性能分析[J]. 机械科学与技术, 2015, 43(1): 42—46.
- [14] 向敢,翁泽宇. 基础柔性对浮筏隔振系统振动特性的影响[J]. 轻工机械, 2013, 31(5): 30—33.
- [15] 孙红灵. 弹性基础隔振系统的简化性能指标和有源控制力[J]. 声学学报, 2016, 41(2): 227—235.
- [16] 朱石坚. 船舶机械振动控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.