

航行器动力推进系统浮筏隔振方案研究

李琼玥 袁 倩 李志远 张承科

(中国船舶集团有限公司第七一〇研究所 湖北 宜昌 443003)

摘要: 本文针对航行器最主要的振动噪声源——动力系统 (包括柴油发动机和齿轮箱等) 采用了浮筏隔振技术, 进行了浮筏隔振装置的设计和分析校核, 然后通过试验台架振动测试手段验证了浮筏隔振装置具有良好的隔振效果, 说明能够很好地控制从动力设备向航行器壳体结构的振动传递, 从而降低航行器的辐射噪声, 为航行器的作业提供安全保障。

关键词: 航行器; 动力系统; 浮筏隔振; 设计分析; 振动测试

0 引言

当前, 水面舰船和潜水艇等普遍采用了单层、双层或者浮筏隔振技术, 隔振效果好, 能有效抑制主要舰船噪声源设备向船体结构的振动传递。水下航行器作为一种执行反水雷任务的优先发展平台, 尺寸和重量较小, 作业时直接面对水雷的威胁, 具有最高等级的声防护要求, 以往的无人航行器多采用单层隔振方案对动力系统进行隔振, 隔振效果有限。

前期, 我们对采取单层隔振方案的无人水下航行器动力系统进行了振动噪声测试, 测试结果发现采取单层隔振的航行器壳体、主机安装基座、轴承安装基座等结构振动大, 水下辐射噪声并未得到有效控制。所以, 我们亟需对航行器动力系统进行双层或浮筏隔振设计研究, 来解决航行器的声防护要求。

本文以某无人水下航行器为目标, 对动力系统设备 (包括柴油机、齿轮箱等) 采用浮筏隔振技术, 对浮筏隔振装置的模态、稳性、强度、隔振效果和抗冲击等方面进行设计研究, 并通过试验台架振动测试手段来验证了动力系统浮筏隔振设计的效果。

1 设计原理及方法

1.1 浮筏隔振设计原理

浮筏隔振设计原理是将两台或两台以上的动力机械弹性安装在具有一定质量的筏架上, 筏架再弹性安装在船体基座上, 浮筏隔振系统如图 1 所示。

本文所研究的无人水下航行器动力推进系统浮筏隔振是将质量和振幅都较大的柴油机通过上层隔振器弹性安装在筏架上, 齿轮箱刚性安装在筏架上, 此隔振系统亦可等效视作复杂双层隔振系统。

根据牛顿第二定律可以导出隔振系统的运动微分方程:

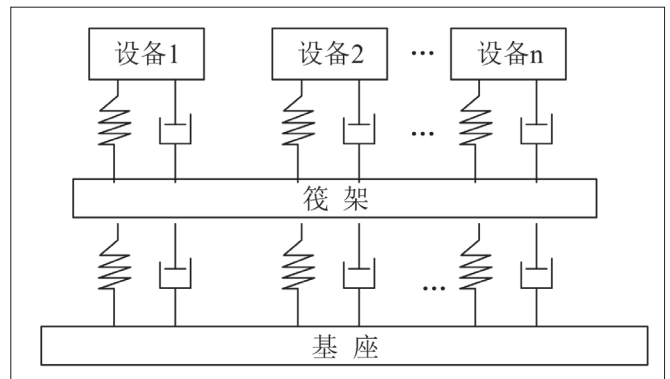


图 1 浮筏隔振系统图

$$\begin{cases} m_1 \ddot{X}_1 + c_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + k_1(X_1 - X_2) = F(t) = F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{X}_2 + (c_1 + c_2)\dot{X}_2 - c_1\dot{X}_1 + (k_1 + k_2)X_2 - k_1X_1 = 0 \end{cases}$$

其中, m_1 为柴油机质量, m_2 为筏架和齿轮箱的共同质量, k_1 和 c_1 为上层减振器的刚度和阻尼, k_2 和 c_2 为下层减振器的刚度和阻尼, F_0 为柴油机激励力, ω 为柴油机激励频率。工程分析隔振效果时, 将影响因素较小的阻尼忽略, 在此条件下求解上述公式的稳态解, 进而可计算隔振装置的力传递率 T :

$$T = \left| \frac{F_T}{F_0} \right| = \left| \frac{k_1 k_2}{(k_1 - \omega^2 m_1)(k_1 + k_2 - \omega^2 m_2) - k_1^2} \right|$$

对于动力推进系统浮筏隔振装置, 已知柴油机的质量 m_1 和激励频率 ω , 选择适当的质量比和结构形式确定筏架的质量 m_2 , 设计上下层减振器的刚度 k_1 和 k_2 , 使隔振系统传递到航行器基座的振动力最小, 选取合适的隔振装置。

1.2 浮筏隔振设计方法

动力推进系统浮筏隔振设计过程中, 将柴油机和齿轮箱看成两个完整的刚体质量块, 将筏架结构看成弹性体, 将上层减振器、下层减振器、金属波纹管和高弹性联轴器等看成弹性元件, 弹性元件仅有刚度和阻尼, 没

有质量。齿轮箱刚性安装在筏架上，通过螺栓与筏架连接。为了避免隔振系统发生共振现象，必须将设计的隔振系统固有频率与设备的激励频率避开，隔振装置的静稳性、摇摆稳定性、抗冲击性能等应满足航行器总体性能要求，同时满足柴油机和齿轮箱使用要求。另外，由于柴油机重量占全船吨位重量比较大，除了要满足隔振效果的要求之外，还需要满足柴油机与轴系的对中和相对位移的要求。隔振系统选用振级落差作为隔振效果的评定参数，可测量，易操作。

2 设计方案及结果

2.1 主要设备参数

柴油机和齿轮箱基本参数如表 1 所示。

表 1 柴油机和齿轮箱技术参数

	项目	参数
柴油机	型式	六缸四冲程
	额定功率 / 转速	405kW/2100rpm
	运行工况功率 / 转速	120kW/1400rpm
	重量 (湿重)	~ 1350kg
	主要激励频率	60Hz、70Hz、80Hz、105Hz
齿轮箱	额定输入功率	405kW
	额定输入转速	2100r/min
	速比	2.46
	重量 (湿重)	~ 315kg

2.2 设计方案

动力推进系统浮筏隔振装置主要包括上层减振器、筏架、下层减振器、限位器、金属波纹管、高弹性联轴器、调整垫片、跨接片以及紧固件等，如图 2 所示。柴油机先通过 4 个承载能力 500kg、固有频率为 15Hz 的上层减振器弹性安装在筏架上，齿轮箱通过螺栓刚性安装在筏架上，筏架再通过 4 个承载能力 800kg、固有频率为 8Hz 的下层减振器弹性安装在航行器壳体基座上，柴油机排气口通过金属波纹管与排气管道弹性连接，柴油机飞轮端通过高弹性联轴器与齿轮箱弹性连接，齿轮箱输出法兰通过弹性联轴器与轴系连接。为了考虑隔振装置的抗冲击性能，在横向设置 4 个限位器，下层减振器自带垂向限位功能。调整垫片主要是为了弥补减振器的蠕变量，调整柴油机垂向安装位置，满足输出端与轴系的对中要求。另外，为了满足设备的绝缘要求，在上层减振器和下层减振器各选取一个位置布置跨接片。

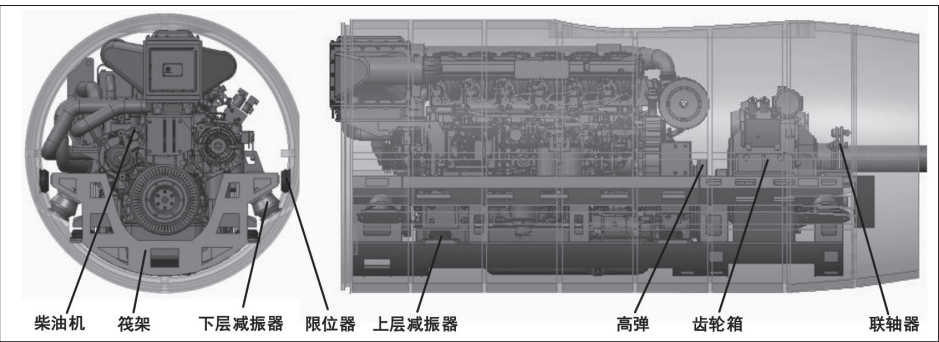


图 2 动力系统浮筏隔振装置布置图

2.3 隔振装置设计结果

筏架设计为钢质整体框架结构，重量约为 385kg，材质为 Q345C 钢，如图 3 所示。

2.3.1 模态振型

浮筏隔振装置前 12 阶刚体运动模态频率振型结果如表 2 所示。

浮筏隔振装置的刚体运动模态频率范围为 8.6 ~ 68.7Hz，与柴油机主要激励频率 60Hz、70Hz 基本避开，对于 80Hz 和 105Hz 激励频率的考虑则需要继续计算隔

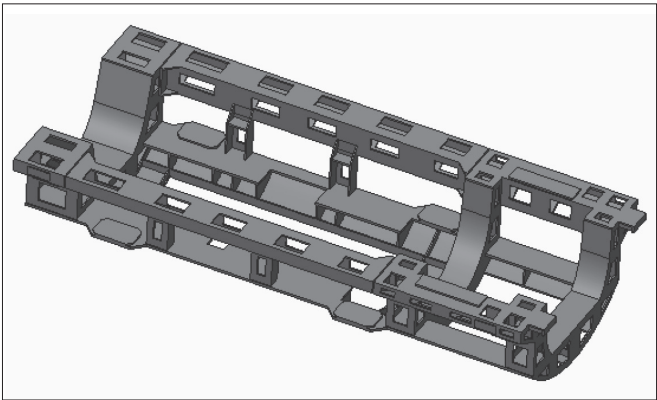


图 3 筏架结构示意图

表 2 浮筏隔振装置前 12 阶刚体运动模态频率振型

模态阶数	频率 /Hz	振型
1	8.6	横向平动
2	9.6	垂向平动
3	9.7	纵向平动
4	17.4	绕横轴转动
5	18.1	绕竖轴转动
6	21.1	绕纵轴转动
7	29.1	纵向平动
8	31.3	绕纵轴转动
9	39.4	垂向平动
10	47.3	绕竖轴转动
11	48.8	绕横轴平动
12	68.7	横向平动

振装置在安装状态边界条件下的弹性模态频率，前 6 阶弹性模态频率计算结果如表 3 所示。

表 3 浮筏隔振装置前 6 阶弹性模态频率振型

模态阶数	频率 /Hz	振型
1	85.7	对角扭转
2	96.4	纵向一阶弯曲（垂向）
3	166.0	弯曲扭转
4	170.2	横向一阶弯曲 + 扭转
5	173.9	横向二阶弯曲（水平）
6	200.4	横向一阶弯曲（垂向）

安装状态下前 6 阶弹性模态频率范围为 85.7 ~ 200.4Hz，避开了设备激励频率 80Hz 和 105Hz。经模态振型计算，浮筏隔振装置不会在柴油机激励频率下引起共振。

2.3.2 结构强度

浮筏隔振装置在正常工作时，除了承受自身设备重量外，还将受到轴输出端扭矩的作用，当柴油机额定功率 405kW，转速 2100rpm 时，隔振装置受最大外力扭矩为 1842Nm，计算筏架结构的应力如图 4 所示。

通过计算，筏架最大应力为 27MPa，最大应变量为 0.1mm，出现在筏架靠柴油机自由端的垂向筋板开口位置，应力不超过材料的许用应力，筏架变形对整个输出轴系的对中影响较小，筏架结构强度满足设计要求。

2.3.3 稳性

通过计算，当航行器在静置状态时，上层减振器的最大静变形为 1.4mm，下层减振器的最大静变形为

3.5mm；当考虑 405kW 工况下外力转矩时，上层减振器的最大静变形为 1.5mm，下层减振器的最大静变形为

表 4 摇摆状态减振器及考察点的最大偏移量（mm）

减振器及考察点	横摇 22.5°		纵摇 7.5°	
	横向	垂向	纵向	垂向
上层减振器	0.7	1.8	0.2	1.6
下层减振器	1.4	4.5	0.5	4.4
金属波纹管	3.1	2.7	1.1	3.2
高弹性联轴器	0.7	1.3	0.2	1.3

4.3mm，均未超过允许变形量 3mm 和 5mm 要求。

当航行器在横摇（倾）22.5° 和纵摇（倾）7.5° 状态时，隔振装置上下层减振器、金属波纹管和高弹性联轴器位置的变形量计算结果如表 4 所示。

在横摇 22.5° 和纵摇 7.5° 时，浮筏隔振装置上下层减振器变形均未超过允许变形量要求，金属波纹管和弹性联轴器未超过其径向 6mm 的最大变形，隔振装置满足摇摆稳定性要求。

2.3.4 抗冲性能

根据 GJB1060.1-91《舰船环境条件要求 机械环境》，航行器冲击设计值按照潜艇用设计要求，设备基准加速度 2025m/s² 和基准速度 2.37m/s，设计冲击谱等效为双三角形时间历程曲线，计算隔振装置在垂向和横向冲击载荷作用时的加速度响应如图 5 和图 6 所示。

柴油机最大垂向加速度约为 6g，最大横向加速度约为 4.3g，齿轮箱最大垂向加速度约为 11g，最大横向加速度约为 12g。

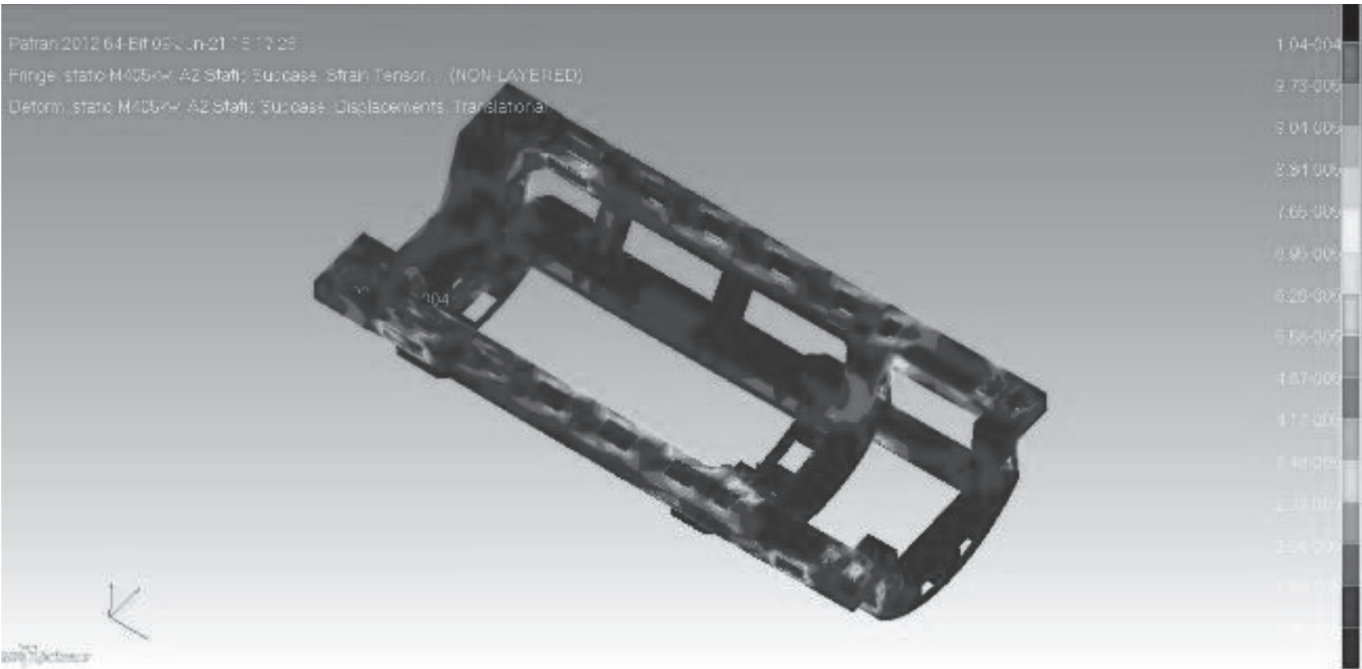


图 4 筏架结构应力云图

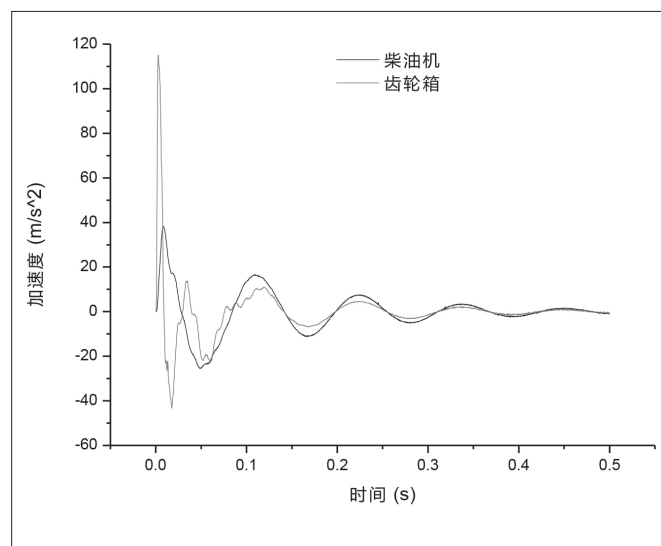


图5 垂向冲击载荷作用下隔振装置加速度响应曲线

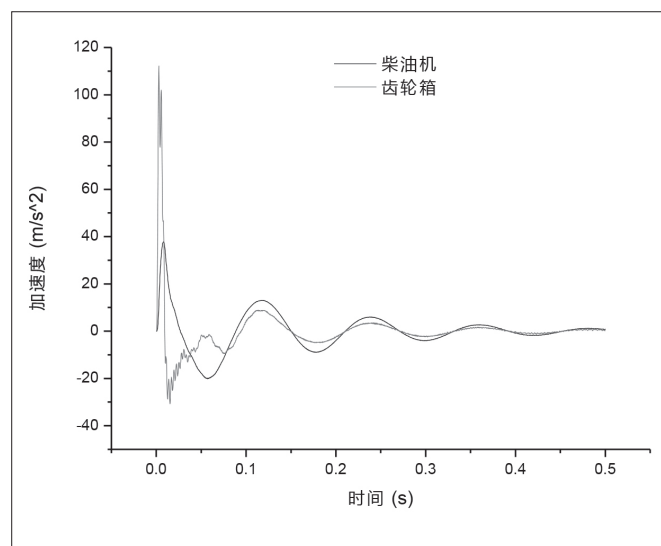


图6 横向冲击载荷作用下隔振装置加速度响应曲线

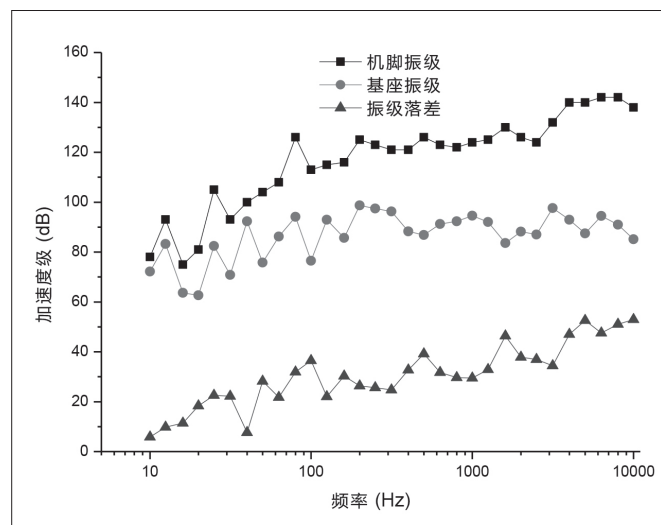


图7 浮筏隔振装置仿真计算隔振效果 1/3 倍频程曲线

2.3.5 隔振效果估算

采用有限元方法初步估算动力推进系统浮筏隔振装置在额定运转工况下的隔振效果,柴油机机脚输入平均振动加速度级 148.1dB (10Hz ~ 10kHz, 基准值 $1 \mu\text{m/s}^2$), 计算壳体基座平均振动加速度级 106.8dB, 隔振效果约为 41.3dB, 如图 7 所示。

3 试验验证及分析

为了验证航行器动力系统浮筏隔振设计方案的可行性以及隔振效果,在实验室环境搭建了动力系统隔振装置。隔振装置通过四个支架安装在阻抗台上,输出端连

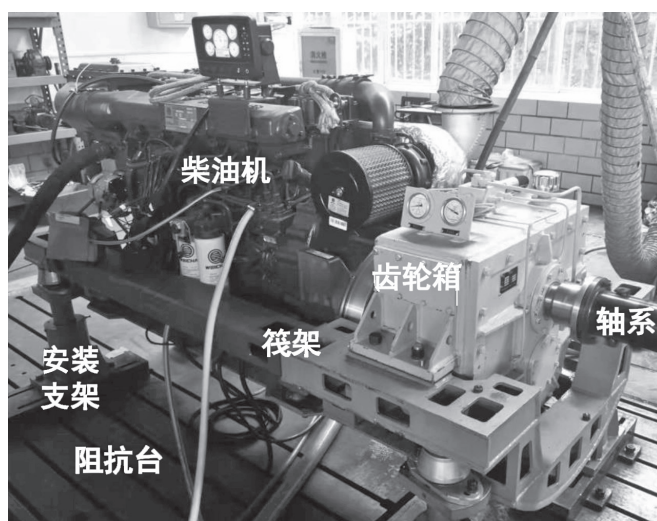


图8 动力推进系统浮筏隔振装置试验台架

接轴系、推力轴承和测功机,如图 8 所示。

试验台架安装状态,动力系统运行稳定,采用振动噪声测试仪器对浮筏隔振装置的振动加速度进行测试,测量频率范围 10Hz~10kHz,基准值 $1 \mu\text{m/s}^2$ 。分析隔振装置在额定转速 1400rpm 不同负载工况下的隔振效果如图 9 所示。

以额定转速 1400rpm,负载 60kW 为例,柴油机安装脚平均振动加速度级为 149.5dB,航行器基座平均振动加速度级为 112.2dB,隔振效果为 37.3dB,频谱曲线如图 10 所示。

4 结论

通过上述隔振装置方案设计及试验试验台架测试验证,可以得出以下结论:

(1) 航行器动力推进系统浮筏隔振装置结构紧凑,满足总体布置要求,减振元器件均选用了舰船常用的标准元器件,具有可置换性,筏架作为关键件,材料选用常规牌号合金钢,结构形式为焊接板架结构,易于加工制作;

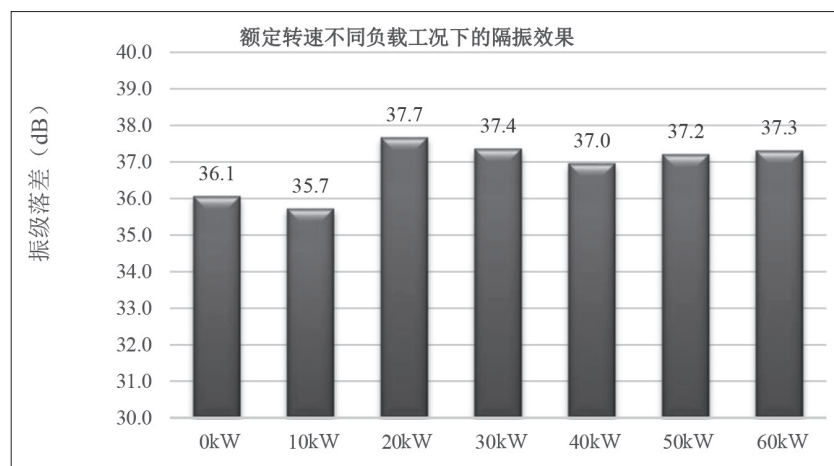


图9 浮筏隔振装置试验台架测试隔振效果

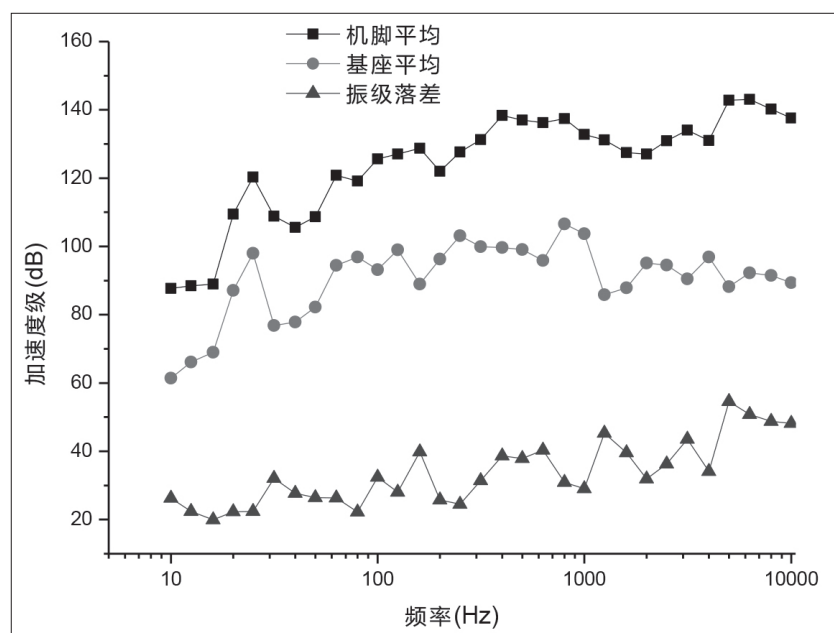


图10 浮筏隔振装置试验台架隔振效果 1/3 倍频程曲线

(2) 隔振装置模态频率避开了柴油机激励频率，降低了柴油机的振动传递率，提升了隔振效果，同时满足结构强度、静稳性、摇摆稳定性和抗冲击性能设计要求，适用于航行器在不同海况下工作状况；

(3) 动力推进系统浮筏隔振装置初步估算隔振效果

为 41.3dB，通过试验台架测试隔振效果为 37.3dB，分析可能的原因是试验台架隔振装置安装支架刚度偏弱，安装过程中轴系对中存在一定的偏差，导致台架测试与仿真计算时边界条件不同，隔振效果相对于仿真计算偏小；

(4) 航行器动力系统浮筏隔振能有效抑制主机向航行器壳体基座的振动传递，从而降低壳体向水中辐射噪声，可以提升航行器的声防护性能。

参考文献：

- [1] 艾葳, 金良安, 迟卫. 舰船隔振技术现状及研究展望 [J]. 造船技术, 2015, 1: 4-8.
- [2] 何琳, 徐伟. 舰船隔振装置技术及其进展 [J]. 声学学报, 2013, 38 (2): 128-136.
- [3] 李晓明. 舰船浮筏系统隔振及抗冲击特性研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2007.
- [4] 袁扬, 向阳, 李飞, 等. 刚柔混合法在双层隔振系统隔振效果预测中的应用 [J]. 噪声与振动控制, 2017, 37 (6): 67-71.
- [5] 李琼玥, 王帅. SWATH 型科考船柴油发电机组气囊隔振设计方案 [J]. 噪声与振动控制, 2021, 41 (2): 237-240.
- [6] 王永远. 船舶动力系统隔振技术研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2008.
- [7] 国防科学技术工业委员会. GJB 1060.1 舰船环境条件要求 - 机械环境 [S]. 北京: 国防科工委军标出版发行部, 1994.
- [8] 德国联邦德国国防装备技术和采购局. BV0430-1985 德国国防军舰建造规范 - 冲击安全性 [S]. 科布伦茨: 联邦德国国防装备技术和采购局, 1987.