

减振与降噪

柴油机基座阻尼减振性能优化及试验研究

李 赫¹, 黄志武², 叶林昌², 童宗鹏²

(1. 中国船舶工业集团第七〇八研究所, 上海 200011; 2. 七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 以某船舶柴油机基座为研究对象, 采用有限元仿真分析方法对阻尼基座进行优化设计, 并开展减振效果检验方法研究。通过模型缩减搭建了符合实船弹性边界条件的等比试验台, 分步在不同位置粘贴阻尼材料, 进行阻尼前后对比试验。试验结果表明: 减振效果达到 5 dB 以上。该研究结果可为船舶低噪声设计提供技术支撑。

关键词: 柴油机基座; 阻尼; 减振; 试验

中图分类号: TK421⁺.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)05-0046-04

Optimization and Test Research of Diesel Foundation on Damping Effect

Li He¹, Huang Zhiwu², Ye Linchang², Tong Zongpeng²

(1. Marine Design & Research Institute of China, Shanghai 200011;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: The foundation of a certain type of diesel engine was studied. FEM analysis was employed in the optimal design of damping foundation, and the research on the test method of vibration reduction effect was carried out. By means of model reduction, an equal ratio test bed which can meet with the elastic boundary requirements of the real ship was set up, and the damping material was pasted at different positions step by step to contrast the damping effect before and after. The test results show that the vibration reduction has achieved more than 5 dB. The research result can offer technological support for the low-noise design of ships.

Key words: diesel engine foundation; damping; vibration reduction; test

0 引 言

从船舶低噪声、舒适性、安静性出发, 要求在建造中对主要的振动设备采取弹性安装方式, 设备与弹性隔振器、筏架、船体基座组成单层、多层或者浮筏隔振系统^[1], 将设备的振动能量耗散到隔振系统中, 以减小传递到船体的振动。

隔振系统的隔振能力不可能无限制地提升, 设备对中性、隔振器承载能力、筏架质量效应等因素制约了隔振系统隔振能力的发挥。基座是隔振系统与船体连接的最后一环, 一般由面板、腹板、肘板以及局部加强板组成, 彼此之间呈 L 型、T 型或十

字型结构, 具有良好的阻抗失配性^[2], 通过波型转换, 能够将系统中容易传播的能量和波动形式转化为不易传播的形式。为了保证承载能力, 基座一般具有较大的刚度, 而阻尼耗能方面的表现相对不足。近些年来, 国内外学者围绕增大基座子结构内部阻尼耗能效应进行了许多有益的尝试。罗忠等^[3]将高阻尼比的聚氨酯材料加入到基座中, 设计成三明治夹芯形式, 试验表明: 复合基座能够有效抑制高频驻波, 且在全频段具有较好的隔振效果。焦灵芝^[4]对甲板-基座结构进行频响函数测试, 结果表明: 阻尼具有良好的减振效果, 并且阻尼结构敷设于模态应变能大的地方其减振效果优于阻尼

收稿日期: 2017-02-15; 修回日期: 2017-04-26

作者简介: 李赫(1983-), 男, 工程师, 主要研究方向为轮机工程, E-mail: lihezzy@hotmail.com。

敷设于其他部位的效果。

目前, 阻尼基座已成功应用到了一些船舶上, 但实际效果仍缺乏有效验证。本文针对某高隐身指标船舶, 以减振效果为目标参数, 采用有限元方法对柴油机基座进行阻尼优化设计; 通过模型缩减, 设计了符合实船弹性边界条件的等比试验台, 通过台架试验方法对阻尼减振设计效果进行验证。

1 阻尼结构减振基本理论

阻尼材料与一般材料不同, 不仅具有储存能量的能力, 同时还具有耗散能量的作用。其弹性模量一般用复模量来表示, 实部表示储能项, 虚部表示耗能项, 随频率而变化:

$$E^* = E' + iE'' \quad (1)$$

材料的阻尼损耗因子为:

$$\beta = \tan\varphi = \frac{E''}{E'} \quad (2)$$

如此, 材料在振动一周中单位体积内所损耗的能量为:

$$D = \int \sigma d\varepsilon = \int_0^{2\pi/\omega} (\sigma \frac{d\varepsilon}{dt}) = \pi\beta E' \varepsilon_0^2 \quad (3)$$

阻尼材料按结构形式可分为自由阻尼和约束阻尼。自由阻尼是指将阻尼材料直接粘贴在结构表面上; 约束阻尼是在自由阻尼的基础上再粘贴一层刚性约束层。由于约束层的剪切耗能作用, 一般认为约束阻尼的损耗因子要大于自由阻尼。

文献[4]中推导了自由阻尼结构的结构损耗因子:

$$\eta = \beta \frac{eh}{1 + eh} \frac{3 + 6h + 4h^2 + 2eh^3 + e^2h^4}{1 + 2e(2h + 3h^2 + 2h^3) + e^2h^4} \quad (4)$$

式中: β 为材料的损耗因子, e 为模量比, h 为厚度比。

文献[5]中给出了约束阻尼结构的结构损耗因子:

$$\eta = \beta \frac{XY}{1 + (2 + Y)X + (1 + Y)X^2(1 + \beta^2)} \quad (5)$$

式中: β 为材料的损耗因子, X 为剪切参数, Y 为刚度参数。剪切参数和刚度参数与各层材料的模量、刚度以及厚度有关。

2 基座阻尼减振优化计算分析

在结构的振动响应计算中, 结构边界的弹性条件对计算结果有很大的影响。在实船上, 基座与船体相连, 船体悬浮或浸没在海水环境中。为了使仿真分析更贴近实船的安装情况, 在模型中不仅要求仿真基座的具体结构尺寸, 还须要仿真基座的弹性

边界条件。为此, 建立全船有限元模型, 并依次缩减为舱段、基座-船底板及基座模型。考察模型尺度对仿真结果的影响, 结果显示: 基座-船底板模型不仅能有效仿真实船弹性边界条件, 且不会造成模型过大, 计算困难。

图1为某实船柴油机基座有限元模型, 从上至下可分为三层, 依次为基座主体结构, 船体底座以及下层隔振器, 台架“悬浮”在低频隔振器上。基座、底座用壳单元模拟, 隔振器用弹簧单元模拟, 下端作固定约束处理, 充分考虑基座安装边界的弹性, 尽可能地接近实船。

在基座面板上端左右对称布置有多个安装平台, 在平台中心施加扫频的力载荷激励, 频率范围为 50 ~ 6 000 Hz。用平台中心的平均振动速度表征基座上端的振动情况; 用肘板、腹板下部的平均振动速度表征基座下端的振动情况。

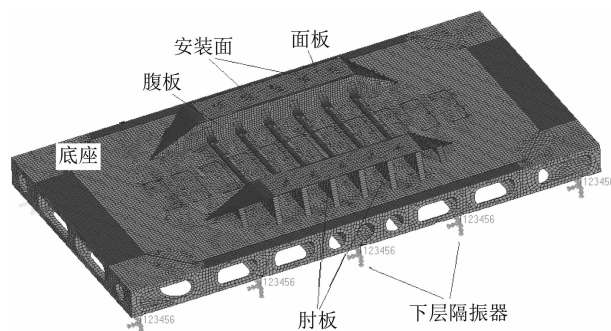


图1 基座有限元模型

图2给出基座上、下端的振动速度级, 转化为 1/3 倍频程形式, 频率范围为 80 ~ 5 000 Hz, 参考速度 $V_0 = 5 \times 10^{-8} \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1})$ 。在 80 ~ 400 Hz 中频段基座的减振效果不一, 在某些频带上振动加强, 速度级变化范围约 $\pm 2 \text{ dB}$; 在 400 ~ 5 000 Hz 高频段, 基座开始显现出减振作用, 基座下端的振动速度级整体降低约 5 dB, 局部频段可达到 10 dB 以上。

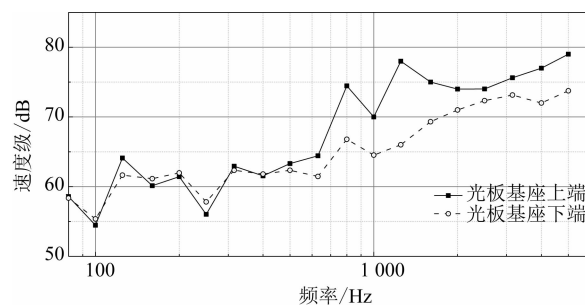


图2 上、下端振动速度级

在模型中采用多层材料的方式进行阻尼优化分析, 确定了最终的优化方案: 在面板上粘贴 1 倍板

厚的SPC-100型高分子阻尼材料,为自由阻尼形式;在腹板和肘板上粘贴0.5倍板厚的LZN-II型阻尼材料及3 mm厚的钢板,组成约束阻尼。图3给出阻尼优化后的振动响应,可以看到:上、下端振动速度同步降低。因此,不能够使用振级落差变化来评价阻尼材料的优化效果,须要对上、下端分别考察。阻尼材料在200 Hz后的中高频段具有很好的减振效果,局部可达到5~6 dB,整体效果约4 dB,并且,下端振动优化效果要优于上端,表明传递到船体的振动能量得到有效衰减。

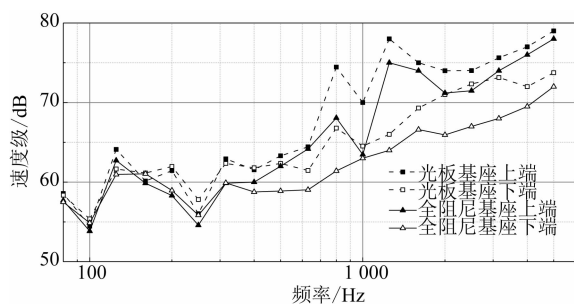


图3 阻尼处理前后振动响应对比

3 基座阻尼减振试验验证

模型与实际情况不可避免地存在差异,考虑到有限元方法在高频段对结构的敏感性,仿真结果会有一定的误差,为了检验仿真结果的准确性,设计并搭建了1:1等比试验台。考虑实船的弹性边界条件,将试验台用低频隔振器“悬浮”起来。试验过程如图4所示:激励信号由LMS控制,经过功率放大器的放大作用,由激振器通过激振杆施加到基座安装平台中心处,力传感器串联在激振杆上,速度传感器通过陶瓷座粘贴在安装平台中心和肘板、腹板下端。试验中,激振器依次激励每个安装平台中心,频率范围为50~6 000 Hz,激励力大小前后保持一致;采集得到基座各处的速度响应信号,将多次试验采集的信号进行数值平均,为方便分析,最后也将数据转化成1/3倍频程的形式。

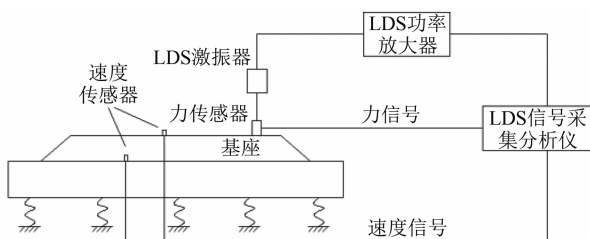


图4 试验系统

整个试验可以分为三个部分:光板基座→面板阻尼基座→全阻尼基座。首先测试光板基座的减振

效果;测试完成后,在面板下表面浇筑SPC-100型高分子阻尼材料,固化完全后再次测试;最后在腹板和肘板上粘贴约束型阻尼材料,材料由LZN-II型阻尼材料与约束钢板组成,施工完成后再次试验。全阻尼试验台如图5所示。



图5 阻尼基座减振效果试验

图6为试验结果与仿真结果的对比,可见二者趋势基本一致,速度级大小存在3 dB左右的误差。这一方面是由于仿真误差与试验误差的共同影响,另一方面则主要是由于结构高频段的非线性影响。误差在允许范围内,可以认为试验结果与仿真结果吻合度较好。图7和图8分别给出阻尼处理前后基座上、下端的振动速度级对比。可发现:阻尼处理带来的质量增加导致了基座低频振动的加大,而高频振动则由于材料的阻尼耗能作用得到了大幅的降低,优化效果达3~5 dB。同时也注意到:基座面板经阻尼处理后,基座振动已大幅降低;对腹板、肘板的阻尼处理虽然进一步优化了减振效果,但优化幅度已大幅减小,并且腹板、肘板的阻尼处理面积约为面板的2倍,这显然是不经济的。可见,对基座等结构的阻尼减振设计并非简单的线性累加,阻尼处理达到一定程度后,继续增加阻尼材料收效甚微。因此,在结构的阻尼减振优化设计中,应该针对具体的结构,基于振动传递路径、振动能量分布进行具体的应用性研究。

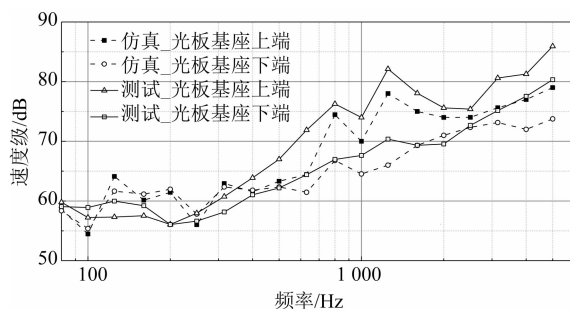


图6 试验与仿真结果对比

4 结论

本文基于某高隐身指标船舶的柴油机进行基座阻尼减振优化设计。考虑基座的弹性安装边界条

件, 采用有限元方法进行基座减振效果的仿真; 搭建了符合实船弹性边界的等比试验台架, 测试基座阻尼处理前后的减振效果。结果表明: 仿真结果与试验结果吻合较好, 阻尼处理有利于同步降低基座上、下端的高频振动, 同时拓宽基座的减振频率, 但对降低低频振动不利; 并且, 在阻尼减振设计中须有针对性地对具体结构进行具体的应用性设计, 将阻尼材料使用在振动传递路径中的大变形处, 充分发挥阻尼材料的应变耗能作用。

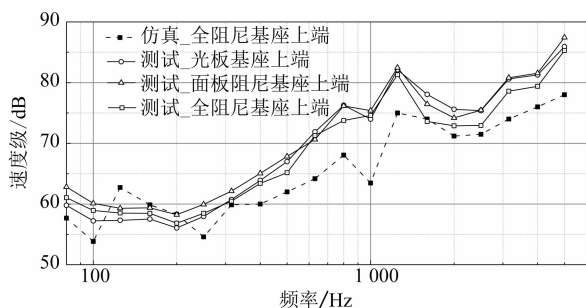


图7 阻尼处理对上端振动的影响

参考文献

- [1] 黄修长. 舱筏隔振系统声学设计及优化、控制 [D].

(上接第 37 页)

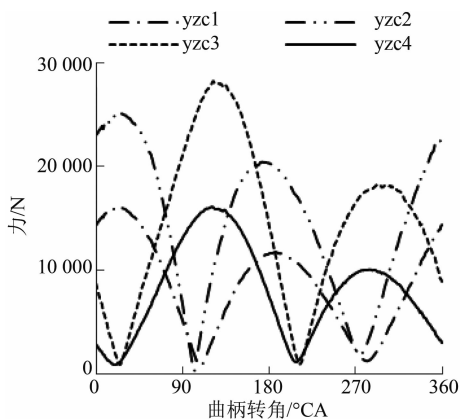


图11 右曲轴各轴承所受合力(无啮合)

5 结 论

利用多体动力学软件 ADAMS 建立了某型特种发动机传动系统刚柔混合多体动力学模型, 通过模态试验与有限元分析验证了曲轴柔性化处理的正确性。同时考虑齿轮啮合冲击力对主轴承受力的影响, 在一定程度上较好地模拟了传动系统的动力学特性, 为带齿轮组的传动系统动力学特性分析提供了依据, 同时为该型特种发动机的振动计算提供了可靠的激励力输入。

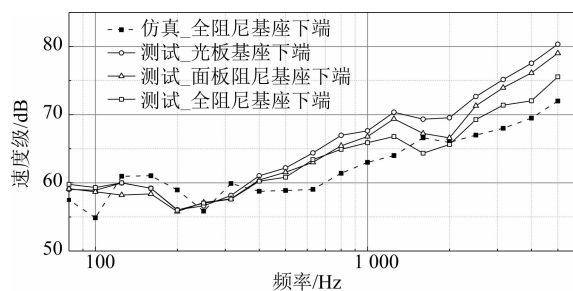


图8 阻尼处理对下端振动的影响

上海: 上海交通大学, 2011: 45-46.

- [2] YAO X L, FANG J I. Attenuation of the flexural wave transmission through impedance mismatch hull base [J]. Journal of Ship Mechanics, 2010, 14 (6): 678-689.
- [3] 罗忠, 朱锡, 简林安, 等. 三明治夹芯基座阻抗阻尼隔振特性分析 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2009, 30 (9): 980-985.
- [4] 焦灵芝. 阻尼减振技术在舰船典型设备安装基座中的应用研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009: 67-68.
- [5] BAZ A, RO J. Vibration control of rotating beam with active constrained layer damping [J]. Smart Materials Structures, 2001, 10 (1): 112.

参考文献

- [1] 李玉军, 杨建国. 4120G 型柴油机曲轴系统动力学仿真与分析 [J]. 武汉理工大学学报 (交通科学与工程版), 2007 (1): 73-76.
- [2] AIKAWA Y, OSAKABE T, SUNA YAMA Y. Prediction of engine mount vibration using multi body simulation with finite element models [C]. SAE Papers, 2005-32-0006.
- [3] 胡磊. 齿轮箱振动响应分析与诊断技术研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
- [4] 冯兵兵. 基于 ADAMS 的柴油机曲轴主轴承载荷分析方法研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2008.
- [5] 李丽婷, 李威, 刘子强, 等. 基于 ADAMS 的柴油机曲轴多体动力学仿真 [J]. 柴油机, 2007, 29 (3): 5-8.
- [6] 陈亮, 宋希庚, 明章杰, 等. 基于有限元和多体动力学的柴油机曲轴动态强度与冲击响应分析 [J]. 振动与冲击, 2008, 27 (11): 186-189.
- [7] 赵武云, 史增录, 戴飞, 等. ADAMS 基础与应用实例教程 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2015.
- [8] 罗善明, 王建, 吴晓玲, 等. 渐开线斜齿轮的参数化建模方法与虚拟装配技术 [J]. 机械传动, 2006, 30 (3): 26-28.
- [9] 闻帮椿. 机械设计手册 (第六卷) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.