

屈曲板型高静低动隔振器

杨志荣, 王 岩, 李林桃

(集美大学轮机工程学院, 厦门市海洋腐蚀与智能防护材料重点实验室, 福建 厦门 361021)

[摘要] 针对船舶动力设备低频振动特点, 设计一种结构简单新颖, 具有准零刚度特性的屈曲板型高静低动隔振器, 并加工研制出原理样机。搭建试验平台, 对隔振器进行静力加载试验和振动传递率试验, 对其准零刚度特性和隔振效果进行试验验证, 对比分析高静低动隔振器和传统线性隔振器的隔振性能。试验结果表明, 屈曲板型高静低动隔振器具有准零刚度特性, 能有效降低共振频率, 具有良好的低频隔振性能和较大的隔振区间, 且隔振效果优于线性隔振器。

[关键词] 高静低动隔振器; 屈曲板; 静力试验; 振动传递率试验

[中图分类号] U 661.43

Buckling Plate Type High-Static-Low-Dynamic Stiffness Vibration Isolator

YANG Zhirong, WANG Yan, LI Lintao

(School of Marine Engineering, Jimei University, Xiamen Key Laboratory of Marine Corrosion and Smart Protective Materials, Xiamen 361021, China)

Abstract: Aim at reducing the low frequency vibration of a marine equipment, a new buckling plate type high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator is proposed in this paper, and its principled sample machine is manufactured. The test platform of vibration isolator was set up, and its static force and vibration transmissibility test was carrying out. The vibration isolation performance of the proposed was compared with that of the traditional linear vibration isolator. The results show that the high-static-low-dynamic vibration isolator has quasi-zero stiffness characteristics, which can effectively reduce the resonance frequency. It has good low frequency vibration isolation performance and large vibration isolation range, and the vibration isolation effect is better than that of linear vibration isolator.

Keywords: high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator; buckling plate; static force test; vibration transmissibility test.

0 引言

船舶机械设备的振动会影响船舶航行的安全和舰船的隐身性能, 因此, 有必要在船舶空压机等机械设备上加装隔振装置。传统的隔振器在隔振器刚度较小时, 能够使系统的固有频率减小, 同时拓宽隔振区间, 但是却会导致大的静态变形, 因此, 传统的线性隔振器存在着低频隔振与静变形大的问题。高静低动隔振器的高静刚度能够保持系统具有较小的静变形量, 而低动刚度能有效降低系统的固

[收稿日期] 2021-07-08

[基金项目] 福建省重点科技项目(2020H0019); 集美大学国家基金培育计划项目; 厦门市海洋腐蚀与智能防护材料重点实验室开放基金项目

[作者简介] 杨志荣(1981—), 男, 博士, 副教授, 硕导, 主要从事船舶动力装置振动与噪声控制研究。

有频率，同时拓宽了隔振区间，解决了低频隔振和小静态变形难以兼得的矛盾^[1]。Nissen 等^[2]应用碟形弹簧的渐软特性，有效扩大了隔振频率范围。Risitano 等^[3]研究了碟形弹簧在水平方向获得零刚度特性的方法。吴焕^[4]通过试验分别对不同组合方式、不同载荷激励下的碟形弹簧的力学性能进行了研究。张月英^[5]设计了一种新型的正负刚度并联隔振器。Platus^[6]将在轴向载荷作用下表现出负刚度特性的纵向弯曲梁与线性弹簧组合，设计出一种高静刚度、低动刚度结构。Robertson^[7]利用磁铁弹簧作为负刚度，实现了低频隔振。徐道临等^[8]设计了一种同时具有非线性磁力刚度与非线性几何结构的准零刚度的磁力隔振器，能够根据确定的隔振质量调整几何参数，实现低频隔振。Wang 等^[9]设计了一种双平行四边形摇摆结构，利用结构的准零刚度特性实现摇摆振动的隔振。由于传统的高静低动隔振器需要预压缩弹簧，而弹簧压缩时容易弯曲，通常配以导杆，因此结构过于复杂，且会引入阻尼的影响，Cheng 等^[10-11]提出了一种由剪式结构和水平弹簧组成的隔振器，利用弹簧的伸长来实现准零刚度特性。

目前，高静低动隔振器已成为解决低频隔振问题的重要方法，但从现有的研究动态来看，主要还是聚焦于理论研究和负刚度机构的创新设计等方面，其中负刚度机构的结构设计尤为重要。本文针对船舶空间有限的特点，提出一种结构简单新颖具有高静刚度和低动刚度的屈曲板型高静低动隔振装置，研制出隔振装置原理样机，并搭建试验平台，进行静力试验和振动传递率试验，对其准零刚度特性和振动传递率进行试验验证。

1 结构设计与加工

1.1 隔振器的结构设计及主要参数

屈曲板型高静低动隔振器主要分为外部结构设计和正负刚度参数设计两部分^[12]，如图 1 所示。该隔振器主要由负刚度机构屈曲圆板、线性弹簧、箍环、松紧螺栓、底座、夹具等组成，屈曲圆板的直径尺寸为 113.4 mm，底座的底部中心设置有圆点，台高 10 mm，圆台直径 15 mm，用于约束线性弹簧水平方向的位移，并且也有利于将弹簧较为准确地放置于底座底部的中心处。隔振器的正刚度机构为竖直线性弹簧，弹簧与屈曲圆板并联，组成正负刚度并联的高静低动隔振器，同时线性弹簧承载重物的静载。线性弹簧的劲度系数 $k_{\text{弹}}$ 通过多次静力试验选定，当隔振器在加载一定的重物后处于平衡位置时，选定的线性弹簧的正刚度将与屈曲圆板的负刚度并联，达到准零刚度，此时隔振器将具有高静刚度和低动刚度的特性，使得系统静变形量小的同时，还能拓宽隔振区间。

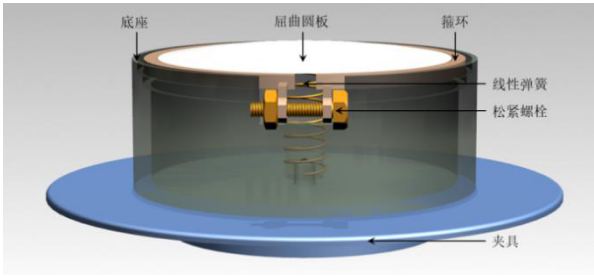


图1 屈曲板型高静低动隔振器模型

Fig.1 Model diagram of a buckling plate type high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator

经过理论分析及有限元仿真软件 ANSYS 的验证^[12]，当屈曲圆板的直径为 113.4 mm、厚度为 0.6 mm、屈曲高度为 5 mm 时，尺寸合适且易于装配，可作为负刚度机构来进行试验研究。在选取作为正刚度机构的线性弹簧劲度系数 $k_{\text{弹}}$ 时，考虑到隔振器尺寸的限制，线性弹簧的高度不能超过 55 mm。对线性弹簧进行刚度测试，测得它们的劲度系数分别为：19.6、24.53、35.31、41.11、48.01、62.71、74.11、95.71、105.00、123.00、148.00、175.00、273.00、343.00、392.00、406.00、441.00、504.00、534.00、600.00、893.00 N/mm。为了与上述设计出的屈曲圆板的负刚度匹配，将线性弹簧按劲度系数从大到小逐一匹配，并在万能试验机上依次进行试验。经分析可得，当线性弹簧劲度系数取 24.53 N/mm 时，可与屈曲圆板并联组成准零刚度隔振机构。这里选取劲度系数为 24.53 N/mm 的线性弹簧，将弹簧一端套在底座底部中心的圆台上，竖直放置，另一端与屈曲圆板

接触。

1.2 隔振器的加工与装配

设计加工装配出的屈曲板型高静低动隔振器如图 2 所示。其中，屈曲圆板由普通结构钢圆形平板经激光加热技术热成形形成，自然屈曲高度略低于设计高度。箍环的内环设计有可放置屈曲圆板的台阶，将圆板置于箍环中，调整松紧螺栓，可使得圆板紧固并使其屈曲高度达到设计高度 5 mm。当屈曲圆板与箍环的内环固定时，受到箍环水平方向和竖直方向的约束，这时屈曲圆板中心处受纵向力时，将会发生非线性屈曲变形，产生负刚度。屈曲主要发生在屈曲圆板中心处，随着载荷的增加，屈曲圆板中心处向下屈曲，周围向上微隆，产生的应力导致非线性屈曲变形，此时开始产生负刚度。隔振器底座的内壁有车削出的多个台阶，以便对不同直径的圆板进行试验。



图2 屈曲板型高静低动隔振器实物样机
Fig.2 The prototype of buckling plate type high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator

2 隔振器试验

2.1 静力试验

2.1.1 试验装置

为了验证屈曲板型高静低动隔振器具有准零刚度特性，使用 WDW-20C 微机控制电子万能试验机对隔振器进行静力加载试验，加载图如图 3 所示。

2.1.2 试验结果分析

传感器测到的力与位移的曲线如图 4 所示。由图 4 可知，开始施加载荷时，力与位移曲线呈水平态，说明初始时加载头并未与屈曲圆板接触，产生了一定的空位移，当曲线开始逐渐上扬时，此时万能试验机加载头与屈曲圆板相接触，但屈曲圆板还未产生负刚度，当曲线从上扬到逐渐平缓的过程中，屈曲圆板的负刚度发挥了作用，其负刚度随着屈曲量的增大而增大。在横坐标处于 5 ~ 7 mm 时，线性弹簧的正刚度与屈曲圆板的负刚度并联，隔振器的力与位移的曲线出现了明显的平台现象，也就是准零刚度特性，从而验证了屈曲板型高静低动隔振器的准零刚度特性。隔振器出现准零刚度特性区域的宽度约为 2 mm 左右，如图 5 所示，该区域即为高静低动隔振器的静平衡位置附近区域。

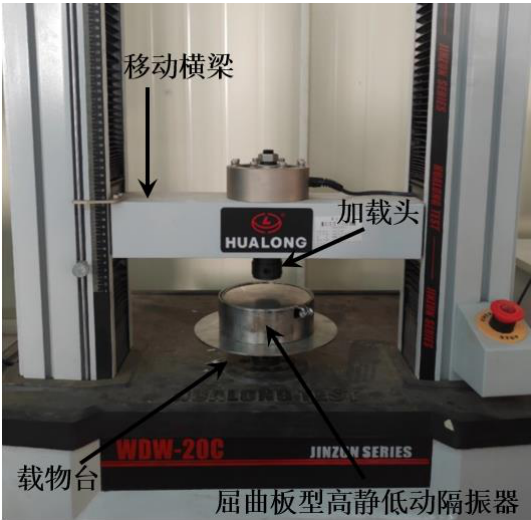


图3 WDW-20C微机控制电子万能试验机加载图
Fig.3 Loading diagram of a WDW-20C microcomputer controlled electronic universal testing machine

对上述隔振器的力与位移关系曲线进行求导，得到导数曲线，即可得高静低动隔振器的刚度曲线，如图 6 所示。由图 6 可知，在具有准零刚度特性的 5 ~ 7 mm 位移处，高静低动隔振器的刚度等于零或者十分接近于零。而在 2 ~ 3 mm 位移处，也就是屈曲圆板刚刚产生负刚度时，隔振器的刚度呈现出出不稳定的状态，这主要是在水平方向上底座对箍环的约束不足，当载荷较大时可能会发生轻微跳动，屈曲圆板与箍环的配合不够紧密，当受到较大载荷时容易发生松动；底座与夹具之间连接处不够稳定等原因造成的。

在高静低动隔振器静平衡位置附近，隔振器具有良好的准零刚度特性，并且静平衡位置附近的刚度曲线图呈现出近似抛物线的形状，如图 7 所示。说明线性弹簧提供的正刚度与屈曲圆板产生的负刚

度在平衡位置刚好抵消，而承载质量完全由线性弹簧来承担。

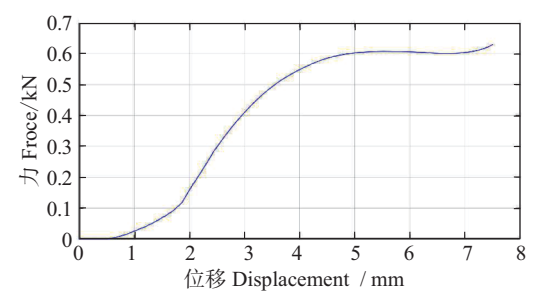


图4 静力试验测得的隔振器的力与位移关系曲线图
Fig.4 The relation curve between force and displacement of vibration isolator measured by static test

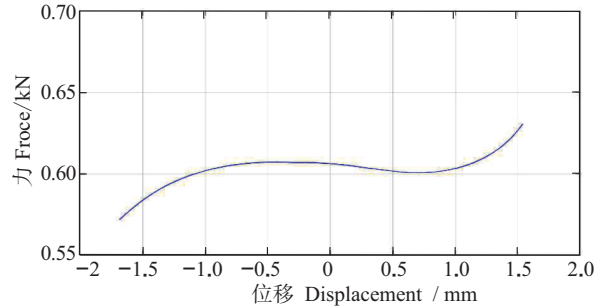


图5 高静低动隔振器平衡位置附近力与位移关系曲线图
Fig.5 Relationship curve between force and displacement near the balance position of high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator

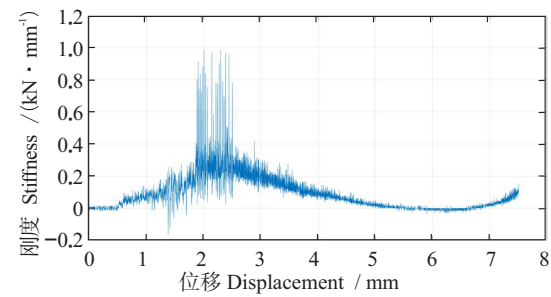


图6 屈曲板型高静低动隔振器的刚度曲线图
Fig.6 Stiffness curve of a buckling plate type high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator

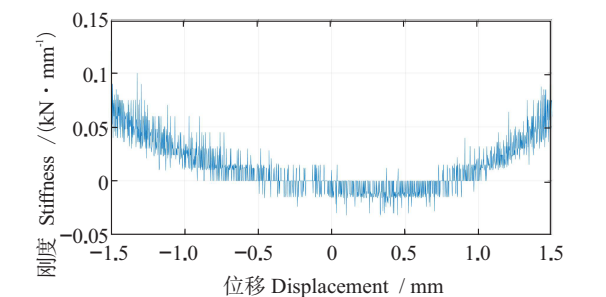


图7 高静低动隔振器静平衡位置刚度曲线图
Fig.7 Stiffness curve of static balance position of a high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator

将高静低动隔振器静平衡位置附近刚度曲线的数据列出，如表 1 所示。由表 1 可知，隔振器在静平衡位置附近刚度接近于零，位移为 5.7 mm 左右，该位移与屈曲圆板拱起高度 5 mm 之间的误差是万能试验机开始加载前与屈曲圆板没能直接接触造成的。此时，施加的载荷约为 0.606 9 kN，即为高静低动隔振器的承载质量。

表 1 静平衡位置附近数据表

Tab.1 Table of data recarded near static balance position

序号 Serial number	时间 Time/s	力 Force/kN	位移 Displacement/mm	导数 Derivative	序号 Serial number	时间 Time/s	力 Force/kN	位移 Displacement/mm	导数 Derivative
3642	171.102 2	0.606 92	5.689 83	0	3661	171.989 7	0.606 92	5.717 83	0
3643	171.159 6	0.606 96	5.691 83	0.0120 12	3662	172.037 8	0.606 92	5.719 83	0
3644	171.187 2	0.606 96	5.693 16	0	3663	172.094 7	0.606 92	5.721 67	0
3645	171.243 3	0.606 96	5.695 00	-0.012 620	3664	172.124 7	0.606 92	5.723 33	0
3646	171.297 1	0.606 92	5.696 33	-0.015 040	3665	172.184 8	0.606 92	5.714 49	0
3647	171.324 6	0.606 92	5.697 66	0	3666	172.237 2	0.606 92	5.726 33	0
3648	171.385 4	0.606 92	5.699 66	0	3667	172.267 9	0.606 92	5.727 66	0
3649	171.414 7	0.606 92	5.700 50	0	3668	172.325 4	0.606 92	5.729 00	0
3650	171.474 7	0.606 92	5.702 50	0	3669	172.3754	0.606 92	5.731 17	0

续表 1

序号 Serial number	时间 Time/s	力 Force/kN	位移 Displacement/mm	导数 Derivative	序号 Serial number	时间 Time/s	力 Force/kN	位移 Displacement/mm	导数 Derivative
3651	171.534 7	0.606 92	5.704 50	0	3670	172.404 7	0.606 92	5.732 50	0
3652	171.559 7	0.606 92	5.705 66	0	3671	172.465 4	0.606 92	5.733 83	0
3653	171.617 9	0.606 92	5.707 16	0	3672	172.495 4	0.606 92	5.735 83	0
3654	171.674 7	0.606 92	5.709 16	0	3673	172.550 4	0.606 92	5.736 50	0
3655	171.704 7	0.606 92	5.710 33	0	3674	172.605 4	0.606 92	5.738 49	0
3656	171.755 4	0.606 92	5.711 66	0	3675	172.634 7	0.606 92	5.740 33	0
3657	171.817 2	0.606 92	5.713 83	0	3676	172.684 7	0.606 92	5.741 16	0
3658	171.844 7	0.606 92	5.719 83	0	3677	172.745 4	0.606 96	5.743 00	0.010 444
3659	171.905 4	0.606 92	5.715 00	0	3678	172.777 2	0.606 92	5.744 99	0
3660	171.932 2	0.606 92	5.716 99	0					

2. 2 振动传递率试验

2. 2. 1 试验平台及流程设计

为了考察屈曲板型高静低动隔振器的低频隔振效果, 并与线性隔振器进行比较, 搭建如图 8 所示的振动试验台。先由任意波形发生器发生振动信号, 然后由功率放大器对信号进行放大, 将信号传递至激振器, 从而对重物进行激振, 两个加速度传感器直接吸附在高静低动隔振器上, 加速度传感器 1 与屈曲圆板和箍环相接触, 另一端与数据采集输入 1 端口相连, 加速度传感器 2 与隔振器基座相接触, 另一端与数据采集输入 2 端口相连。试验流程如图 9 所示。两个加速度传感器采集的信号输入动态信号测试分析系统, 并在计算机上进行数据处理分析。



图8 振动传递率试验实物图

Fig.8 Picture of vibration transmissibility tesering

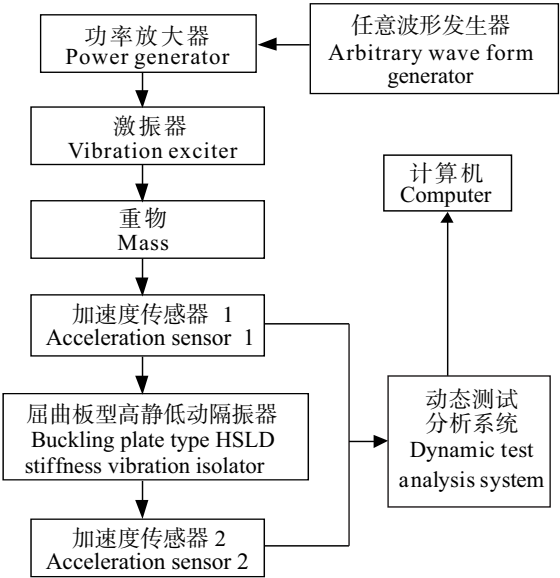


图9 试验流程图

Fig.9 Flow chart of the test

2. 2. 2 线性隔振器振动传递率试验

将高静低动隔振器的屈曲圆板取下, 线性弹簧即组成线性被动隔振器。线性弹簧的刚度为 24.53 N/mm, 被隔振质量为61.89 kg。调节信号发生器参数, 以0.0001 ~ 100 Hz为频率区间对线性弹簧进行正向扫频测试。将扫频所得的数据按 $T = |a_i/a_0|$ 进行计算, 其中: T 为传递率; a_i 为传递至

基座的加速度幅值； a_0 为外界激励加速度幅值。试验结果如图 10 所示。由图 10 可以看出，在频率 1.5、12、14.8 Hz 处，线性弹簧产生了较大的共振，而在频率 14.8 Hz 处，共振最为严重，说明线性弹簧的固有频率为 14.8 Hz。

2.2.3 屈曲板型高静低动隔振器振动传递率试验

对屈曲板型高静低动隔振器进行振动传递率试验时，需将线性弹簧与屈曲圆板安装好，同样调节信号发生器参数，以 0.0001 ~ 100 Hz 为频率区间对高静低动隔振器进行正向扫频测试。幅频特性曲线图，如图 11 所示。由图 11 可知，高静低动隔振器，振动幅度明显减小，隔振效果明显，但激励频率在区间 6 ~ 8 Hz 时，隔振器有较大的共振峰，说明非线性隔振器在 6 ~ 8 Hz 时，产生了较大的共振，尤其当激励频率为 7.5 Hz 时，振幅达到了最大值，而当激励频率为其他频率区间时，非线性隔振都有明显的隔振效果。如图 12 所示，高静低动隔振器的共振频率为 7.5 Hz，隔振器的起始隔振频率为 8.5 Hz，在起始隔振频率的传递率都小于 1，振动都被有效隔离。

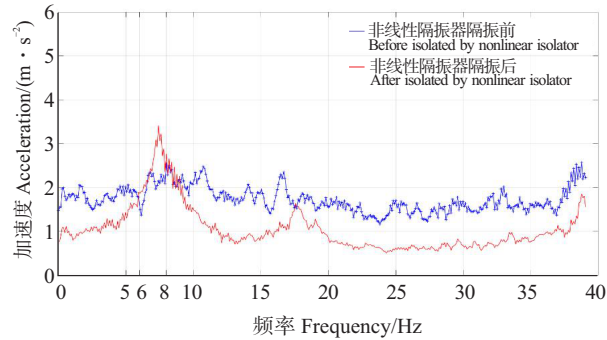


图11 高静低动隔振器幅频特性曲线图

Fig.11 Amplitude-frequency characteristic curve of a high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator

调节任意信号发生器参数，以 0.0001 ~ 100 Hz 为频率区间，对高静低动隔振器分别进行正向和反向扫频测试，所得的传递率曲线图如图 14 所示。从图 14 中可知，除了 1.5 ~ 11 Hz 的频率区间外，两条传递率曲线的趋势是一致的。正向扫频时，高静低动隔振器在激励频率为 8.5 Hz 时开始有隔振效果；反向扫频时，高静低动隔振器在激励频率为 7 Hz 时开始有隔振效果，说明高静低动隔振器出现了跳跃现象。跳跃现象的发生是因为有不稳定响应解产生，这是非线性隔振系统特有的现象，只有在特定条件下可以避免。正向扫频时是向下跳跃的，跳跃频率为 8.5 Hz；反向扫频时是向上跳跃的，向上跳跃频率为 7 Hz，跳跃区间为 1.5 Hz。此外，由图 13 可以发现，正向和反向扫频时传递率曲线中的共振峰值有较大的不同，主要原因是由于正反向扫频试验过程中，隔振器的阻尼值大小存在偏差所导致的。

2.2.4 线性隔振器与屈曲板型高静低动隔振器传递率试验结果比较

将线性弹簧隔振器和高静低动隔振器的传递率曲线图放在一起进行对比分析，如图 14 所示。由图 14 可知，线性弹簧隔振器共振峰值大约为 14.8 Hz 处，高静低动非线性隔振器共振峰大约为 7.5 Hz 处，线性弹簧隔振器的共振峰峰值高于高静低动非线性隔振器，高静低动非线性隔振器具有更低的起始隔振频率，且隔振效果显著。在 8 ~ 15 Hz 的较低频区域，高静低动非线性隔振器具有较好的隔振效果，而线性弹簧隔振器在该频率区域无法隔振。综上所述，高静低动非线性隔振器有效拓宽了隔振器的隔振频带，并且具有较好的低频隔振性能。

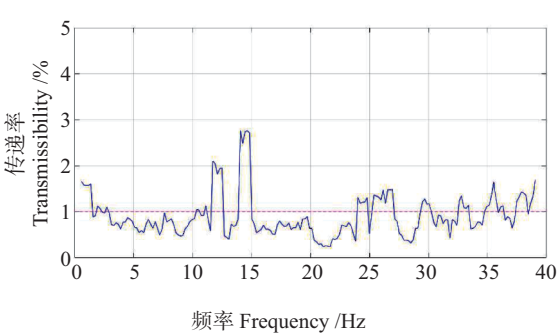


图10 线性弹簧振动传递率曲线

Fig.10 The vibration transmissibility curve of a linear spring

由图 11 可知，高静低动隔振器，振动幅度明显减小，隔振效果明显，但激励频率在区间 6 ~ 8 Hz 时，隔振器有较大的共振峰，说明非线性隔振器在 6 ~ 8 Hz 时，产生了较大的共振，尤其当激励频率为 7.5 Hz 时，振幅达到了最大值，而当激励频率为其他频率区间时，非线性隔振都有明显的隔振效果。如图 12 所示，高静低动隔振器的共振频率为 7.5 Hz，隔振器的起始隔振频率为 8.5 Hz，在起始隔振频率的传递率都小于 1，振动都被有效隔离。

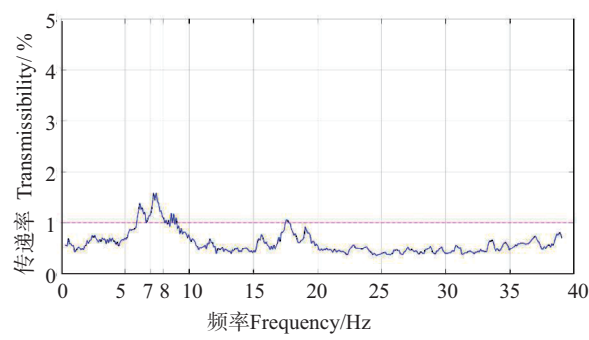


图12 高静低动隔振器传递率曲线图

Fig.12 Transmissibility curve of a high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator

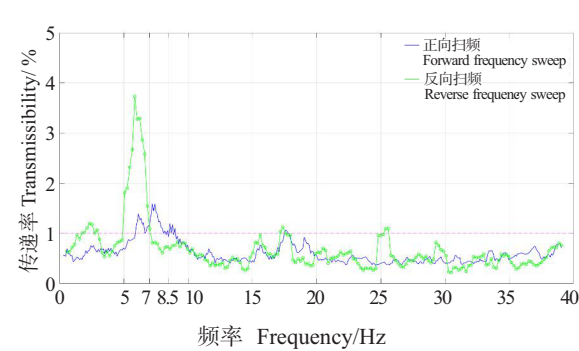


图13 对高静低动隔振器正反扫频的传递率曲线对比图
Fig.13 Comparison of the transmissibility curve of forward and reverse sweeping frequencies of a high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator

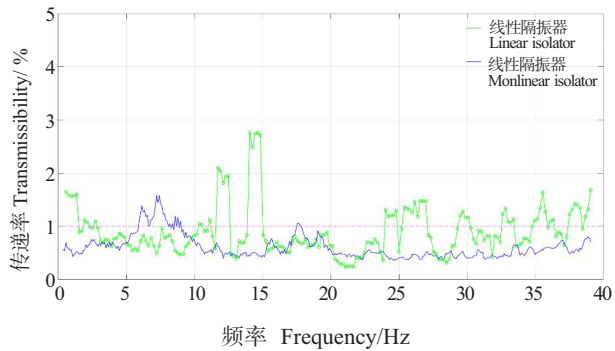


图14 线性弹簧隔振器与高静低动隔振器传递率曲线对比分析图
Fig.14 Comparison and analysis diagram of transmissibility curve between a linear spring vibration isolator and a high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator

3 结语

本文根据船舶动力机械的低频振动特点, 设计加工了一种结构紧凑、简单新颖的屈曲板型高静低动隔振器。然后进行了高静低动隔振器的静力试验和振动传递率试验, 验证了高静低动隔振器的准零刚度特性。最后对比研究了线性隔振器和非线性隔振器的隔振性能, 得到如下 2 点主要结论:

- 1) 静力加载试验, 证明了屈曲圆板的负刚度能在平衡位置处与线性弹簧的正刚度相抵消, 具有准零刚度特性。
- 2) 线性弹簧隔振器与高静低动隔振器的共振频率分别为 14.8 Hz 和 7.5 Hz, 说明屈曲板型高静低动隔振器能有效降低起始隔振频率, 具有良好的低频隔振效果, 其隔振效果优于线性弹簧隔振器。

[参考文献]

[1] 张晓平, 何琳, 周炜. 一种新型磁致负刚度机构的研究 [J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(4):159-162.

[2] NISSER J C, HUNT J B. The broadband dynamic vibration absorber [J]. Journal of Sound and Vibration, 1982, 83 (4): 573-578.

[3] RISITANO A, LA ROSA G, MESSINA M. Stiffness of variable thickness belleville springs [J]. Journal of Mechanical Design, 2001, 123 (2): 294-299.

[4] 吴焕. 碟形弹簧隔振装置研究 [D]. 扬州: 扬州大学, 2012.

[5] 张月英. 准零刚度隔振器的特性分析及试验研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2013.

[6] PLATUS D L. Negative-stiffness-mechanism vibration isolation systems [J]. Proceedings of SPIE-the International Society for Optical Engineering, 1999, 3786, 98-105.

[7] ROBERTSON W S, KIDNER M R F, CAZZOLATO B S, et al. Theoretical design parameters for a quasi-zero stiffness magnetic spring for vibration isolation [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 326, 88-103.

[8] 徐道临, 余奇平, 吕永建, 等. 具有准零刚度的非线性磁力隔振器: 201120223834 [P]. 2012-02-01.

[9] WANG S, GAO P, HU Y, et al. A novel dual-parallelogram passive rocking vibration isolator: a theoretical investigation and experiment [J]. Applied Sciences-Basel, 2017, 7(4): 367.

[10] CHENG C, LI S, WANG Y. Modeling and analysis of a high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator with experimental investigation [J]. Journal of Vibroengineering, 2018, 20(4): 1566-1578.

[11] CHENG C, LI S, WANG Y, et al. Force and displacement transmissibility of a quasi-zero stiffness vibration isolator with geometric nonlinear damping [J]. Nonlinear Dynamics, 2017, 87(4): 2267-2279.

[12] 杨志荣, 王岩, 柯贤勇, 等. 船用高静低动隔振器的设计及参数影响规律研究 [J]. 船舶力学, 2019, 23 (6): 696-705.

(责任编辑 陈敏 英文审校 郑青榕)