

局域共振浮筏隔振系统的低频隔振性能研究*

郭彭 周奇郑[†] 王德石 骆子寅

(海军工程大学 兵器工程学院, 武汉 430033)

摘要 为提升浮筏隔振系统的低频隔振性能,提出在筏架表面周期布置局域共振元胞的设计方法,构建局域共振浮筏隔振系统的动力学模型,以系统的输出功率流为评价指标,分析共振元胞对单频和多频振动激励下浮筏隔振系统低频隔振性能的影响.研究表明,在附加振子质量小于筏架质量 10%的前提下,能够降低系统的输出功率流幅值 30%左右;共振元胞中含不同固有频率的振子时,可以同时降低多个频率处系统的输出功率流.研究结果可为采用局域共振结构提升浮筏隔振系统低频隔振性能提供理论指导.

关键词 浮筏隔振, 低频隔振, 局域共振, 功率流

中图分类号:TB535

文献标志码:A

Research on Low-Frequency Vibration Isolation Performance of Locally Resonant Floating Raft Vibration Isolation System*

Guo Peng Zhou Qizheng[†] Wang Deshi Luo Ziyin

(College of Weapon Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract In order to improve the low-frequency vibration isolation performance of the floating raft isolation system, the design method of arranging locally resonant cells on the surface of the raft frame periodically is proposed, and the dynamics model of the locally resonant floating raft isolation system is constructed, and the influence of the resonant cells on the low-frequency vibration isolation performance of the floating raft isolation system under single-frequency and multi-frequency vibration excitation is analyzed with the output power flow of the system as the evaluation index. Results shows the output power flow of the system can be reduced by about 30% when the mass of the additional resonators is less than 10% of the raft mass; the output power flow of the system at multiple frequencies can be reduced simultaneously when the resonant cell contains resonators of different natural frequencies. The research results can provide theoretical guidance for improving the low-frequency vibration isolation performance of the floating raft isolation system by using locally resonant structure.

Key words raft vibration isolation, low-frequency vibration isolation, locally resonant, power flow

引言

机械噪声是水下航行器在中低速航行状态下的主要噪声源,主要由航行器内部机械部件的往复和旋转运动激励壳体振动进而向周围介质产生的辐射噪声。目前,浮筏隔振系统已经成为航行器动力设备的重要隔振手段,而这种隔振技术在低频段难以满足实际工程需求。因此,研究浮筏隔振系统低频隔振性能的优化方法对提升水下航行器安静性具有重要的应用价值。

虽然浮筏隔振系统已广泛应用于水下航行器内部以降低机组的振动激励传递到壳体,但对低频振动的隔离仍然难以解决^[1]。有限元法是分析浮筏隔振系统隔振性能的有效方法,张鲲等^[2]通过建立浮筏隔振系统的有限元模型对外置减振器的减振效果进行了模拟仿真,制备了弹性半主动减振器并对仿真结果进行了验证。功率流法被证明是衡量浮筏隔振系统隔振性能的有效评价指标^[3],Niu等^[4]建立了主被动隔振系统的一般数学模型,通过数值模拟对不同控制方式下模型的功率流传递效率进行了对比分析,验证了系统输出功率流评价该模型隔振性能的有效性。文献^[5]采用子结构对功率流计算方法进行了改进,计算精度基本不变但计算效率得到了较大提高。目前,关于浮筏隔振系统低频隔振性能的优化设计主要可分为主、被动控制方法,郑涛等^[6]分别将主动式自调谐吸振器引入浮筏隔振系统,研究了单频激励下吸振器对浮筏隔振系统低频隔振性能的影响,研究结果证明了附加主动式吸振器对浮筏隔振系统低频隔振性能的提升。目前对于隔振系统低频隔振效果的实现,主要方法是利用具有准零刚度特性的隔振结构及其优化结构^[7]。刘兴天等^[8]提出了平衡位置可调的准零刚度隔振系统,研究了隔振对象重量变化对隔振系统低频隔振性能的影响,并分别对比分析过载条件下线性隔振系统和准零刚度隔振系统的隔振性能。尹蒙蒙等^[9]设计了一种新型X型准零刚度隔振器,提升了传统准零刚度隔振器的隔振性能,并实现了超低频隔振效果。

随着对浮筏隔振系统研究的深入,周期结构被应用于浮筏隔振系统的优化设计。Song等^[10]通过传导矩阵理论、有限元和周期结构理论的手段,研究了周期结构对弹性浮筏结构振动的抑制作用,得出的结论是在周期结构和吸振器联合作用形成的

截止频段内,浮筏的振动受到抑制,隔振性能显著提升。而受到航行器空间的限制,大型减振设备难以实际应用,局域共振机理的提出为提升浮筏隔振系统低频隔振性能提供了新的解决思路,局域共振结构是一种具有低频带隙特性的周期结构^[11],在带隙内能够显著抑制结构中振动波的传播,在较小的结构尺寸下达到提升系统隔振性能的目的。局域共振结构的带隙特性与附加振子的参数密切相关,通过对振子的设计可实现对带隙的有效调控,振子的常见实现形式主要有悬臂梁式吸振器^[12]、负刚度吸振器^[13,14]、非线性吸振器^[15,16]等,其结构简单便于参数调节且附加质量较小,为局域共振结构的应用发展提供了有力的参考。然而,要利用局域共振结构实现浮筏隔振系统隔振性能的提升,还需进一步研究振动带隙的低频化和附加振子的轻质化。

本文针对水下航行器中浮筏隔振系统低频隔振性能的优化问题,将周期共振元胞布置在中间筏架表面,通过建立局域共振型浮筏隔振系统有限元模型,以隔振系统的输出功率流为评价指标,分别研究共振元胞对单频和多频振动激励下浮筏隔振系统低频隔振性能的影响。

1 局域共振浮筏隔振系统的动力学建模与模态分析

1.1 系统的动力学模型

为研究局域共振浮筏隔振系统的低频隔振性能,图1给出了系统动力学模型的正视图,局域共振浮筏隔振系统可以被划分为若干子系统:A:机组,B:上层隔振器,C:筏架,D:下层隔振器,E:基础,局域共振元胞,其中每个机组通过四个隔振器与筏架相连,筏架通过六个隔振器对称分布与基础板相连,局域共振元胞阵列周期分布在筏架下表面而不与机组设备产生干涉,机组设备产生的激振力可分别由 F_1 和 F_2 表示,激振频率分别由 ω_1 和 ω_2 表示。

在分析过程中图1中隔振器可以被简化为弹簧阻尼元件,假设筏架为自由边界以及基础板为简支边界,并且只考虑机组在竖直方向上的运动,在中间筏架下表面布置若干共振元胞,每个元胞中包含若干局域振子,可以将其简化为质量-弹簧-阻尼元件。

1.2 系统的模态分析

本文主要利用有限元法对浮筏隔振系统的低

频隔振性能进行分析,首先利用有限元软件 COM-SOL 分别对自由边界筏架、简支边界基础底板以及浮筏隔振系统进行建模与模态分析,建立该系统的有限元模型如图 2 所示,给出局域共振型浮筏隔

振系统的计算实例,具体结构参数如表 1 所示.经计算得到算例中筏架的质量为 $m_c = 163.8\text{kg}$,而机组的总质量为 240kg ,筏架和机组的质量比为 68.25% ,符合一般浮筏的设计规范.

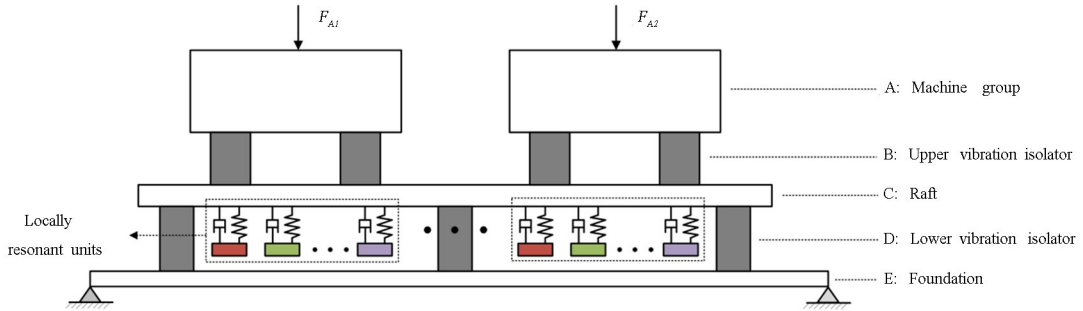


图 1 局域共振浮筏隔振系统动力学模型

Fig.1 Dynamics model of locally resonant floating raft vibration isolation system

表 1 浮筏隔振系统的结构参数

Table 1 Structural parameters of the floating raft vibration isolation system

Subsystems	Parameters	Value
Machines $\times 2$	Mass m_A	120 kg
Upper vibration isolators $\times 4$	Stiffness k_B , Damping ratio ζ_B	$6 \times 10^5 \text{ N/m}$, 0.04
Raft	Size $L_C \times B_C \times H_C$ Young's modulus E_C Density ρ_C , Poisson's ratio ν_C	$1\text{m} \times 0.7\text{m} \times 0.03\text{m}$ $2.09 \times 10^{11} \text{ Pa}$, 7800 kg/m^3 , 0.3
Lower vibration isolators 6	Stiffness k_D , Damping ratio ζ_D	$1.32 \times 10^6 \text{ N/m}$, 0.04
Foundation	Size $L_E \times B_E \times H_E$ Young's modulus E_E , Density ρ_E Poisson's ratio ν_E	$1\text{m} \times 0.7\text{m} \times 0.01\text{m}$ $2.09 \times 10^{11} \text{ Pa}$, 7800 kg/m^3 , 0.3

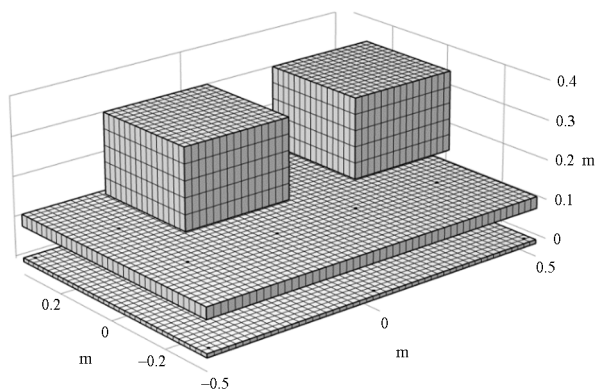


图 2 浮筏隔振系统有限元模型

Fig.2 Finite element model of floating raft vibration isolation system

在浮筏隔振系统的有限元模型中,中间筏架为自由边界,基础底板为简支边界,分别对中间筏架和基础底板进行模态分析,得到其一阶振型如图 3 所示,计算出各阶固有频率如表 2 所示,在对自由边界筏架进行模态分析时忽略了其前 6 阶为 0 的固有频率.将机组考虑为刚体不考虑其变形只考虑

表 2 筏架和基础板的固有频率 (Hz)
Table 2 The natural frequency of raft frame and foundation plate

Order	Raft frame	Foundation plate
1	141.10	74.53
2	159.41	147.98
3	327.70	224.84
4	336.85	247.71
5	411.72	270.60

表 3 浮筏隔振系统的固有频率
Table 3 The natural frequency of the floating raft vibration isolation system

Order	1	2	3	4
Frequency /Hz	16.46	46.15	53.55	58.86
Order	5	6	7	8
Frequency /Hz	74.81	147.98	158.44	170.11

其垂直运动,计算出未附加共振元胞时浮筏隔振系统的前8阶固有频率如表3所示。

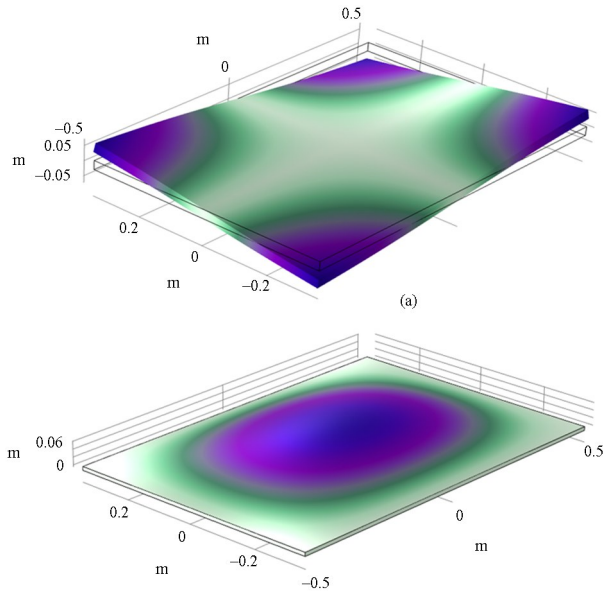


图3 (a) 自由边界筏架一阶模态振型
(b) 简支边界基础板一阶模态振型

Fig.3 (a) First-order modal vibration pattern of (a) free boundary raft frame and (b) simply supported boundary foundation plate

2 局域共振浮筏隔振系统低频隔振性能分析

本节针对局域共振型浮筏隔振系统的低频隔振性能展开研究,以功率流方法作为评价指标进行分析,分别探讨附加共振元胞对单频和多频激励下浮筏隔振系统低频隔振性能的提升效果.采用功率流法作为局域共振型浮筏隔振系统隔振能力的评价方法,是比单一速度、加速度、位移响应更为有效的一种方式,包含了力和速度两个因素。

由图1中建立的动力学模型可知,筏架上的每个机组通过四个上层隔振器与筏架相连,在两个机组上施加1000N的对称激励力 F ,将机组分别记为 A_1 和 A_2 ,机组下的每个上层隔振器由1-4进行编号,将上层隔振器记为 e .筏架通过六个下层隔振器与基础板相连,并对其由1-6进行编号,将下层隔振器记为 i .由于在分析过程中可以将机组考虑为刚体没有能量损失,分别计算出上层隔振器与机组连接处的功率流 P_{Ae} 和下层隔振器与基础板连接处的功率流:

$$P_{Ae} = F_{Ae} V_{Ae} \quad (1)$$

$$P_{Ei} = F_{Ei} V_{Ei} \quad (2)$$

其中, P_{Ae} 代表的是第 A 个机组下第 e 个隔振器位

置的功率, F_{Ae} 代表的是第 A 个机组下第 e 个隔振器的作用力, V_{Ae} 代表的是第 A 个机组下第 e 个隔振器位置的振速; P_{Ei} 代表的是第 i 个下层隔振器对应基础底板位置处的功率, F_{Ei} 代表的是第 i 个下层隔振器对基础板产生的反作用力, V_{Ei} 代表的是第 i 个下层隔振器对应基础底板位置处的振速。

在计算过程中每个节点处的功率流数值并不完全为正,负的功率流表示该节点对结构起到减振耗能的作用.在实际工程应用中,需要运用均方根的形式来对功率流进行评定,从而避免负值的产生,具体如下式所示:

$$P_{in} = \sqrt{\frac{1}{2m} \sum_{A=1}^2 \sum_{e=1}^m P_{Ae}^2} \quad (3)$$

$$P_{out} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^2 P_{Ei}^2} \quad (4)$$

其中, A 代表的是机组的编号; e 代表的上层隔振器的编号; m 代表的上层隔振器的总数; i 代表的是下层隔振器的编号; n 代表的是下层隔振器的总数; P_{in} 和 P_{out} 分别为系统的输入和输出功率流幅值。

将振动系统中评价点在某一频率下的功率流级作为系统振动大小的评价指标,具体如下式定义:

$$LP_{in} = 10 \lg \left(\frac{P_{in}}{P_0} \right) \quad (5)$$

$$LP_{out} = 10 \lg \left(\frac{P_{out}}{P_0} \right) \quad (6)$$

其中, P_0 为参考功率流,取值为 10^{-12} W。

2.1 单频激励下系统的低频隔振性能分析

在浮筏隔振系统中,机组通过上层隔振器与筏架相连,机组运转过程产生的不平衡力通过隔振器传递到筏架上引起筏架的振动,再由筏架通过下层隔振器传递到基础上.机组产生的振动激励往往是由机组在特定频率下工作时的振动线谱,为提升浮筏隔振系统的低频隔振性能,在筏架下表面均匀布置了若干共振元胞形成局域共振结构,进而抑制筏架结构中振动的传播。

针对1.2节给出的计算实例分析其低频隔振特性,由于筏架上的机组对称布置,那么机组产生的振动激励在筏架上的作用点是相同的,考虑机组的工作频率也相同,分析同频对称激励下局域共振

型浮筏隔振系统的隔振特性,在机组上施加 0Hz~200Hz 幅值为 1000N 激振力,假设在筏架下表面布置 6×8 的单振子元胞阵列,振子分布如图 4 所示.系统发生共振时对系统隔振性能的影响是最大的,针对浮筏隔振系统的前三阶共振频率,提出三种类型的局域振子如表 4 所示,振子的总质量为 16.38kg,筏架质量为 163.8kg,振子质量为筏架质量的 10%.

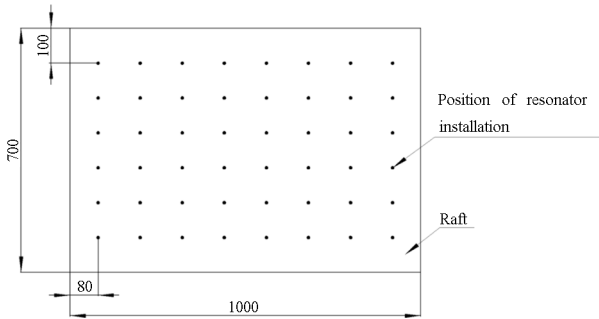


图 4 振子位置安装示意图

Fig.4 Installation diagram of resonator position

表 4 三种振子的参数

Table 4 Parameters of the three types of resonators

Type	Mass /kg	Stiffness N/m	Damping Ns/m	Natural frequency /Hz
Resonator1	0.3413	3650	0.0005	16.46
Resonator2	0.3413	28693	0.0005	46.15
Resonator3	0.3413	38632	0.0005	53.55

图 5 (a)给出了不含元胞时浮筏隔振系统的输入和输出功率流级曲线,图 5 (b)给出了筏架表面附加单振子元胞(含振子 2)前后系统输出功率流级曲线对比.由图 5 (a)可以看出,在 14.46Hz 和 46.15Hz 处系统的输入和输出功率流曲线分别有两个峰值,结合浮筏隔振系统的模态分析结果可知,这两个峰值分别代表的是机组和筏架的上下振动,体现的是筏架的刚性运动.系统的输出功率流曲线在后续的频率范围存在多个峰值,分别对应着筏架和基础板的固有频率,这是由于激励频率与筏架和基础板的固有频率接近时,所引起的中间筏架和基础板的弹性共振.

由图 5 (a)可得浮筏隔振系统在高频段隔振效果较好,在低频段隔振效果有所减弱.由图 5 (b)的对比可以看出,在附加单振子元胞(含振子 2)后浮筏隔振系统的输出功率流变化曲线在 46.15Hz 处出现了显著的衰减,减振频带的位置对应于振子 2

的固有频率,此处的功率流级由 117.32dB 降低至 67.27dB,降低了 42.7% 即 50.05dB,这是由于附加元胞中振子的反共振与周期结构耦合,其余频率处减振效果不明显,表明在附加振子固有频率附近浮筏隔振系统的隔振性能有了明显的改善.

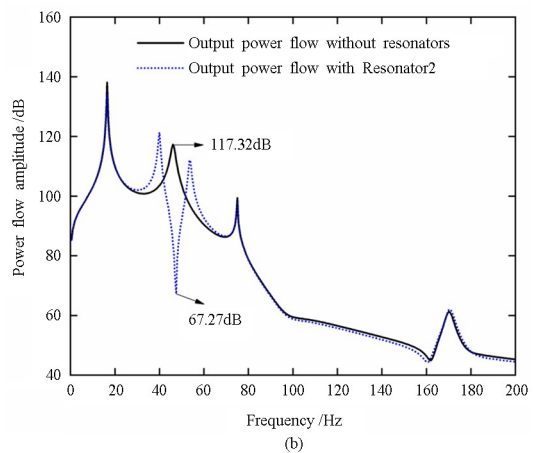
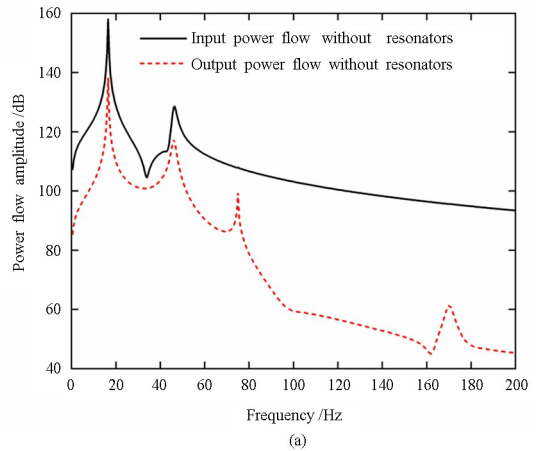


图 5 (a) 不含元胞时浮筏隔振系统输入和输出功率流对比
(b) 不含元胞时系统的输出功率流与元胞中含振子 2 时系统的输出功率流对比

Fig.5 (a) Comparison of input and output power flow of floating raft vibration isolation system without resonators
(b) Comparison of output power flow of the system without resonators and the system with resonator2

为进一步说明在减振带隙内局域共振元胞对浮筏隔振系统隔振性能的提升,考虑激励频率在带隙内取值为 46.15Hz,利用有限元软件 COMSOL 对附加共振元胞前后相同振动激励下基础底板的振幅云图如图 6 所示.

图 6 中未附加共振元胞时振动激励下基础底板的最大振幅为 $3.43 \times 10^{-5} \text{ m}$,在筏架表面附加单振子元胞后相同振动激励下基础底板的最大振幅为 $1.36 \times 10^{-5} \text{ m}$ 降低了 60.35%,由此可直观的看出附加共振元胞能够有效降低系统传递到基础的振动.

分别计算出三种激励频率下局域共振型浮筏隔振系统的输出功率流如表 5 所示,由表 5 可知,对于局域共振型浮筏隔振系统(含振子 1),当激励频率为 14.46Hz 时,系统的输出功率流幅值为 98.92dB,降低了 28.37%;对于局域共振型浮筏隔振系统(含振子 2),当激励频率为 46.15Hz 时,系统的输出功率流幅值为 67.27dB,降低了 42.67%;局域共振型浮筏隔振系统(含振子 3),当激励频率为 53.55Hz 时,系统的输出功率流幅值为 64.39dB,降低了 32.00%,表明当激励频率等于共振元胞中振子的固有频率时,浮筏隔振系统的低频隔振性能在该频率处有明显的提升,即在筏架表面均匀周期布置局域共振元胞的方法可以实现对机组低频振动的有效抑制。

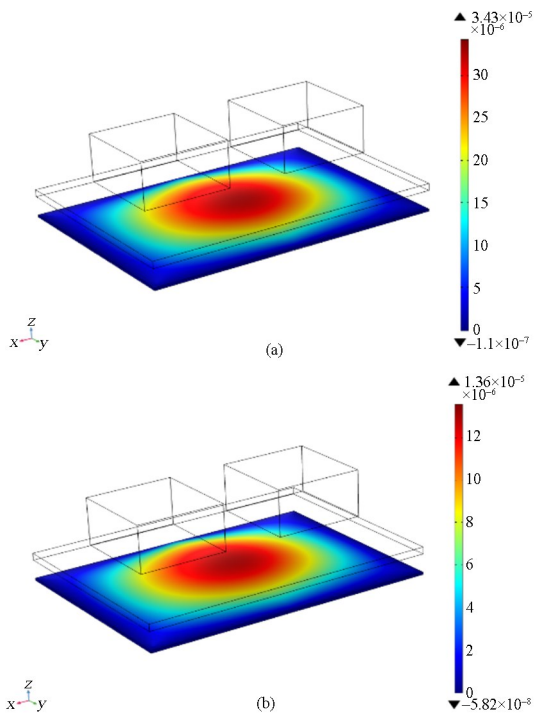


图 6 (a) 46.15Hz 下无共振元胞基础底板振幅云图

(b) 46.15Hz 下含单振子元胞基础底板振幅云图

Fig.6 (a) Amplitude cloud of base plate without resonant cells at 46.15Hz (b) Amplitude cloud of the base plate with single-resonator cell at 46.15Hz

表 5 三种激励频率下局域共振型浮筏隔振系统的输出功率流幅值

Table 5 Output power flow amplitude of locally resonant floating raft isolation system at three excitation frequencies

Frequency /Hz	Output power flow amplitude /dB			
	No-cells	Resonator 1	Resonator 2	Resonator 3
16.46	138.10	98.92	134.02	134.17
46.15	117.32	116.49	67.27	100.58
53.55	94.67	97.46	112.04	64.39

2.2 多频激励下系统的低频隔振性能分析

在实际工程中,筏架上承载的机组所产生的往往是多种激励频率的激励,激励频率往往也不是固定不变的,所以本节以 1.2 节给出的计算模型为例,考虑机组的工作频率不同,分析多频对称激励下局域共振型浮筏隔振系统的低频隔振特性,在机组上施加频率为 0Hz~200Hz 幅值为 1000N 激振力,假设两机组的激励频率分别记为和.为提升浮筏隔振系统的隔振效果,优化系统在共振状态下的振动特性,本节针对该浮筏隔振系统前 3 阶固有频率处的振动响应进行分析.首先考虑在筏架下表面布置双振子元胞阵列构成局域共振型浮筏隔振系统,双振子元胞中包含的振子分别为振子 1(16.46 Hz)和振子 2(46.15 Hz),分别计算出不含元胞时系统的输出功率流与局域共振型浮筏隔振系统(含双振子元胞)的输出功率流变化曲线如图 7 所示。

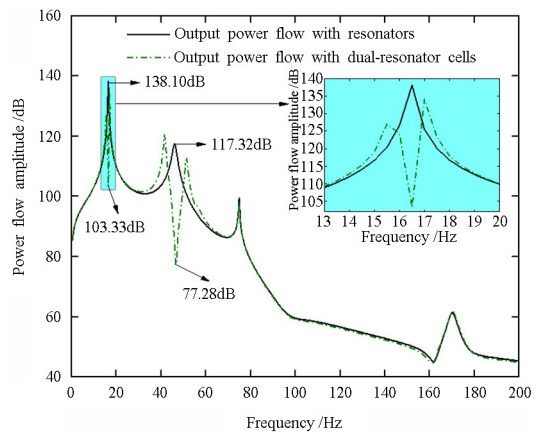


图 7 不含元胞时系统的输出功率流与局域共振型浮筏隔振系统(含双振子元胞)的输出功率流对比

Fig.7 Comparison of the output power flow of the system without cells and the locally resonant floating raft isolation system with dual-resonator cells

图 7 给出的变化曲线中在 16.46 Hz 和 46.15Hz 处出现了两个振动衰减,减振频带的位置对应附加元胞中振子 1 和振子 2 的固有频率,由 2.1 节的分析结果可知含双振子元胞的局域共振型浮筏隔振系统在两个频率位置处的振动得到了明显的衰减,16.46 Hz 和 46.15Hz 处的功率流分别由 138.10dB 降低至 103.33dB,降低了 25.2% 即 34.77dB,由 117.32dB 降低至 77.28dB,降低了 34.1% 即 40.04dB.当激励频率不在附加振子的固有频率附近时,附加共振元胞对浮筏隔振系统隔振性能的

影响是微弱的,说明了附加多振子元胞对提升浮筏隔振系统在多个频率位置处的隔振性能的有效性,这为局域共振型浮筏隔振系统在多频及宽频振动激励下的设计提供有益参考。

为进一步说明附加多振子元胞对多频激励下浮筏隔振系统隔振性能的影响,考虑双机组上分别施加不同频率的激振力,激振频率分别为图 7 所示带隙内的 16.46Hz 和 46.15Hz,计算出两个激振频率下基础底板的振幅分布云图如图 8 所示。

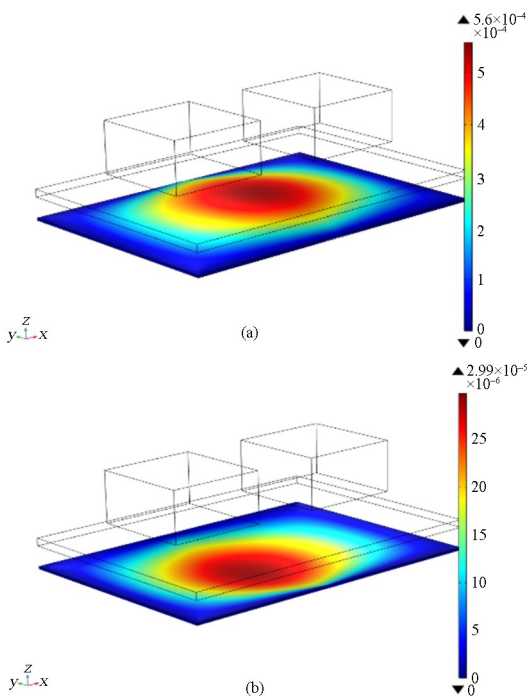


图 8 (a) 多频激励下未附加元胞时基础底板的振幅云图
(b) 多频激励下含双振子元胞时基础底板的振幅云图

Fig.8 Amplitude cloud of the base plate (a) without cells under multi-frequency excitation (b) with double-resonators cells under multi-frequency excitation

图 8 中包含了两个激振频率下附加共振元胞前后底板的振幅分布云图,由图 8 可以看出双激振频率下未附加元胞时基础底板的振幅最大值为 $5.6 \times 10^{-4} \text{ m}$,附加双振子元胞后基础底板最大振幅降低至 $2.99 \times 10^{-5} \text{ m}$,降低了 94.66%,直观可得附加双振子元胞可以同时控制浮筏隔振系统在多个激振频率下的振动传递。

表 6 给出了三种激励频率下局域共振型浮筏隔振系统的输出功率流,由表 6 可知,对于含双振子元胞(振子 1+振子 2)的局域共振型浮筏隔振系统,当双机组的激励频率分别为 16.46Hz 和 46.15Hz 时,系统的输出功率流幅值分别为 103.33dB 和 77.28dB,相比于未附加共振元胞时的 138.

10dB,分别降低了 25.18%和 34.13%;含双振子元胞(振子 2+振子 3)的局域共振型浮筏隔振系统,当双机组的激励频率分别为 46.15Hz 和 53.55Hz 时,输出系统的功率流幅值分别为 76.54dB 和 68.86dB,降低了 34.76%和 27.26%;含双振子元胞(振子 1+振子 3)的局域共振型浮筏隔振系统,当双机组的激励频率分别为 16.46Hz 和 53.55Hz 时,输出系统的功率流幅值分别为 102.34dB 和 68.89dB,降低了 25.89%和 27.23%。双振子元胞中振子 1、振子 2、振子 3 对应的减振效率和单振子元胞中相应的减振效率 28.37%、42.67%、32.00%相比有所下降,这是因为附加在筏架表面的振子总数是一定的,双振子元胞下每种振子对应的数量较单振子元胞减半,因此相同振子的减振效率较单振子元胞差。研究结果表明在双机组的激振频率接近附加振子的固有频率时,附加多振子元胞能够实现多个频率位置处浮筏隔振系统低频隔振性能的提升。

表 6 三种激励频率下局域共振型浮筏隔振系统的输出功率流幅值

Table 6 Output power flow amplitude of locally resonant floating raft isolation system at three excitation frequencies

Frequency / Hz	Output power flow amplitude / dB			
	No-cells	Resonator 1+2	Resonator 2+3	Resonator 1+3
16.46	138.10	103.33	134.10	102.34
46.15	117.32	77.28	76.54	104.92
53.55	94.67	101.29	68.86	68.89

上述分析表明,基于局域共振理论通过在筏架表面均匀周期布置若干共振元胞,对提升浮筏隔振系统低频隔振性能、有效抑制机组产生的振动线谱是可行的,当机组的激振频率接近元胞中振子的固有频率时,振子的反共振作用与振动波的耦合能够显著抑制振动波在筏架中的传播进而减少系统的输出功率流,分析结果表现出和局域共振结构类似的减振带隙,多振子元胞能够形成多个带隙从而抑制多个目标频率下的振动。在带隙两侧出现了新的共振峰值,这在一定程度上影响了减振效果,可通过多个带隙叠加以及在振子中引入非线性等方式进行优化。

3 结论

为提升浮筏隔振系统的低频隔振性能,通过在

筏架表面周期布置局域共振元胞,构建了局域共振型浮筏隔振系统的动力学模型,以系统的输出功率流为评价指标,针对浮筏隔振系统的共振频率提出了三种局域振子的设计参数,对局域共振型浮筏隔振系统在单频和多频激励下的隔振性能进行了分析,得到主要结论如下:

(1)在筏架表面附加局域共振元胞能够在元胞中振子固有频率附近显著降低系统的输出功率流,提升该频率处系统的低频隔振性能,提升效果与附加振子的参数相关.

(2)在附加振子总质量小于筏架质量 10%的前提下,能够降低系统的输出功率流幅值 30%左右;双振子元胞可以控制多个频率位置处系统的输出功率流.

参考文献

- [1] 何琳,徐伟.船舶隔振装置技术及其进展[J].声学学报,2013,2(38):387-395.
HE L, XU W. Ship vibration isolation device technology and its progress [J]. Journal of Acoustics, 2013, 2(38): 387-395. (in Chinese)
- [2] 张鲲,孙红灵,陈海波,等.带有动力吸振器的浮筏隔振系统的功率流传递特性分析[J].中国科学技术大学学报,2007(1):13-19.
ZHANG K, SUN H L, CHEN H B, et al. Power flow transfer characteristics of a floating raft vibration isolation system with power absorbers [J]. Journal of the University of Science and Technology of China, 2007(1): 13-19. (in Chinese)
- [3] 李明,赵文,何琳.气囊-浮筏耦合船用转子-轴承系统的非线性动力学研究[J].振动工程学报,2015,28(4):618-624.
LI M, ZHAO W, HE L. Nonlinear dynamics of an airbag-floating raft coupled marine rotor-bearing system [J]. Journal of Vibration Engineering, 2015, 28(4): 618-624. (in Chinese)
- [4] NIU J, SONG K, LIM C W. On active vibration isolation of floating raft system [J]. Journal of Sound & Vibration, 2005, 285(1-2):391-406.
- [5] 伍先俊,朱石坚.组件功率流算法和 iSIGHT 环境下隔振系统优化设计[J].船舶力学,2006,10(2):138-145.
WU X J, ZHU S J. Component power flow calculation method and optimal design of vibration isolation system in iSIGHT environment [J]. Ship Mechanics, 2006, 10(2): 138-145. (in Chinese)
- [6] 郑涛,陈卫东.吸振器在浮筏隔振系统中的应用[J].噪声与振动控制,2013,33(3):44-49.
ZHENG T, CHEN W D. Application of vibration absorbers in floating raft vibration isolation systems [J]. Noise and Vibration Control, 2013, 33(3): 44-49. (in Chinese)
- [7] 尹佑旺,郑佩.一种柔性隔振结构的动力学分析及设计方法[J].动力学与控制学报,2021,19(6):16-24.
YIN Y W, ZHENG P. Design and dynamic analysis of a flexible vibration isolation structure [J]. Journal of Dynamics and Control, 2021, 19(6): 16-24. (in Chinese)
- [8] 刘兴天,孔祥森,孙杰,等.隔振对象重量变化对准零刚度隔振器隔振性能的影响[J].动力学与控制学报,2021,19(1):61-65.
LIU X T, KONG X S, SUN J, et al. Effect of the load imperfection on the vibration isolation performance of a quasi zero stiffness isolator [J]. Journal of Dynamics and Control, 2021, 19(1): 61-65. (in Chinese)
- [9] 尹蒙蒙,丁虎,陈立群.X型准零刚度隔振器动力学设计及分析[J].动力学与控制学报,2021,19(5):46-51.
YIN M M, DING H, CHEN L Q. Dynamic design and analysis of X shaped quasi zero stiffness isolator [J]. Journal of Dynamics and Control, 2021, 19(5): 46-51. (in Chinese)
- [10] SONG Y, WEN J, YU D, et al. Suppression of vibration and noise radiation in a flexible floating raft system using periodic structures [J]. Journal of Vibration and Control, 2013, 21(2):217-228.
- [11] XIAO Y, WEN J, WEN X. Longitudinal wave band gaps in metamaterial-based elastic rods containing multi-degree-of-freedom resonators [J]. New Journal of Physics, 2012, 14(3):33042-33061(20).
- [12] XIAO Y, WEN J H, WANG G, et al. Theoretical and experimental study of locally resonant and bragg band gaps in flexural beams carrying periodic arrays of beam-like resonators [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2013, 135: 041006.
- [13] WANG K, ZHOU J X, XU D L, et al. Lower band gaps of longitudinal wave in a one-dimensional periodic rod by exploiting geometrical nonlinearity [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019,

- 124: 664—678.
- [14] ZHOU J X, WANG K, XU D L, et al. Local resonator with high-static-low-dynamic stiffness for lowering band gaps of flexural wave in beams [J]. *Journal of Applied Physics*, 2017, 121: 044902.
- [15] 楼京俊, 唐斯密, 朱石坚, 等. 改进的本质非线性吸振器宽频吸振参数域研究 [J]. *振动与冲击*, 2011, 30(6): 218—222+255.
- LOU J J, TANG S M, ZHU S J, et al. Improved essential nonlinear vibration absorber with wide frequency absorption parameter domain [J]. *Vibration and Shock*, 2011, 30(6): 218—222+255. (in Chinese)
- [16] 刘海平, 申大山, 王添. 不同类型欧拉屈曲梁非线性吸振器动态特性的影响研究 [J]. *振动工程学报*, 2022, 35(3): 643—651.
- LIU H P, SHEN D S, WANG T. Study on the effect of different types of Eulerian flexural beam nonlinear absorber dynamic characteristics [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2022, 35(3): 643—651. (in Chinese)