

文章编号:1006-1355(2009)05-0008-05

基座阻抗对浮筏系统的影响

谷尧颖, 黄修长, 钱振华, 华宏星

(上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240)

摘 要: 在浮筏系统中的基座和下层隔振器间增加阻抗变换器, 以改变基座的阻抗特性, 改变从激励到壳体的传递特性, 使整个系统中与激励频率相近、并和舱段壳体振动相关的固有频率和激励频率错开。首先将经典的两单自由度系统的刚性基础用弹性基础取代, 并在隔振系统和壳体之间插入可变阻抗的基座, 通过改变基座的阻抗特性, 改变传入到基座和壳体的功率流的频率特性。在此基础上, 进一步针对复杂浮筏系统, 研究基座阻抗的变化在各个频率段对传入基座功率流的影响, 并对阻抗变换器参数进行优化。为浮筏系统中弹性基座的参数设计提供理论依据。

关键词: 振动与波; 频响函数综合法; 浮筏系统; 阻抗变换

中图分类号: TB123 **文献标识码:** A

Influence of Base Impedance on Raft Isolation System

GU Yao-ying, HUANG Xiu-chang, QIAN Zhen-hua, HUA Hong-xing

(State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: In order to alter the impedance feature of the base and the transmission properties from the excitation to the hull, an impedance changer represented by an M-K-C model is inserted between the lower isolator and the base of the raft system. In this paper, the influence of base impedance conversion on two single degree-of-freedom systems rested on an elastic base is studied. The result shows that the base impedance and the transmission properties from the excitation to the base have been changed, and the power transmitted into the base can be decreased at the resonant frequency of the hull. Similar conclusions can be made from the results of the raft system also. On this base, the influence of the impedance change of the base on the power transmitted to the base for complex raft system is studied. An optimization of the parameters of the impedance converter is made. This paper provides a theoretical reference for the design of the elastic base in raft vibration isolation systems.

Key words: vibration and wave; synthetic method based on frequency response function; raft system; impedance conversion

船舶主、辅机等各种机械设备工作产生的噪声振动主要通过其支撑结构传递到壳体。作为振动传递途径控制的浮筏隔振系统已经普遍装备于我国的各类舰船上。但是到目前为止, 浮筏隔振系统设计主要基于经典的二自由度隔振理论, 基础假设为刚性的, 其阻抗为无穷大, 忽略了机座和壳体的

弹性变形^[1]。而舰船的声辐射恰恰是从基础传播出去。双层隔振系统有 2 个固有频率 ω_1 和 ω_2 ($\omega_2 > \omega_1$), 按照隔振理论, 那么在频率大于 $\sqrt{2}\omega_2$ 后会有隔振效果。但由于基座的非刚性, 基座中高于 $\sqrt{2}\omega_2$ 后的固有频率依然会被激发出来, 往往不能达到理想的隔振效果。且由于基座下面的壳体刚性并不很高, 设备所在舱段前若干阶固有频率与机组的激励频率相近, 机组激励很容易通过基座激发壳体振动, 引起共振^[2]。

收稿日期: 2009-02-24

作者简介: 谷尧颖(1983-)女, 上海, 硕士

E-mail: Claire.Gu0220@gmail.com

本文主要研究在浮筏系统中的基座和下层隔振器间增加阻抗变换器,改变激励到壳体的传递特性,使整个系统中与激励频率相近的和舱段壳体振动相关的固有频率和激励频率错开。本文首先将经典的两单自由度系统的刚性基础用弹性基础取代,并在隔振系统和壳体之间插入可变阻抗的基座,采用传递矩阵方法^[3]对基础为非刚性的双层隔振系统在增加阻抗变换器前后进行理论建模,研究力传递率和功率流传递率的变化规律。其中阻抗变换器采用 $m-k-c$ 结构进行表征。其次,研究了在双机组浮筏隔振系统在增加阻抗变换器前后传入到基础和壳体的力和功率流的变化规律。最后,针对基础为非刚性的双层隔振系统,利用遗传算法和退火算法相结合的优化算法^[4],分别以激励力频率附近频带内的力传递率和功率流传递率为优化目标,得到最优状态时的阻抗变换器的质量和刚度参数。为浮筏系统中弹性基座的参数设计提供理论依据。

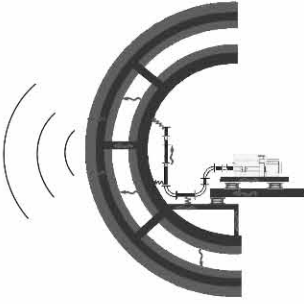


图1 圆柱壳体内浮筏隔振系统示意图

Figure 1 the Raft Isolation System in the Hull

1 隔振系统的建模及数值仿真

1.1 隔振系统建模

对于真实的浮筏隔振系统,对其进行理论分析十分困难,因此,建立如图1所示的基础为非刚性的双层隔振系统:假设机组是为质量为 M_2 的质量块;上层隔振器简化为刚度为 κ_2 、结构阻尼为 η_2 的无质量弹簧;非刚性基座简化为四端简支的有限大的矩形薄板,其和下层隔振器连接的位置位于板的中心。

对于图2所示的基座为非刚性双层隔振系统,利用传递矩阵方法对其进行分析。其传递矩阵模型表示如图3所示。

由参考文献^[5],得到质量块 M 的传递矩阵以及以刚度 κ 和结构阻尼 η 表示的隔振器传递矩阵分

别为 $\begin{bmatrix} 1 & j2\pi f M \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$ 和 $\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{j2\pi f}{K(1+j\eta)} & 1 \end{bmatrix}$ 。

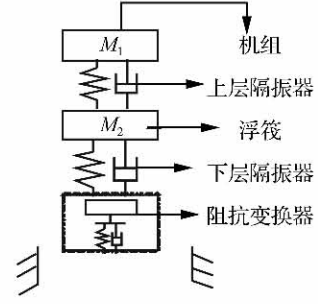


图2 双层隔振系统简单示意图

Figure 2 the Double-deck Isolation System

因此系统的传递函数模型可以表示如下

$$\begin{Bmatrix} F_0 \\ v_0 \end{Bmatrix} = T_{m1} \begin{Bmatrix} F_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & j2\pi f M_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = T_{k1} \begin{Bmatrix} F_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{j2\pi f}{K_1(1+j\eta_1)} & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{Bmatrix} F_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} = T_{m2} \begin{Bmatrix} F_3 \\ v_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & j2\pi f M_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_3 \\ v_3 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{Bmatrix} F_3 \\ v_3 \end{Bmatrix} = T_{k2} \begin{Bmatrix} F_4 \\ v_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{j2\pi f}{K_2(1+j\eta_2)} & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_4 \\ v_4 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{Bmatrix} F_4 \\ v_4 \end{Bmatrix} = T_p \begin{Bmatrix} F_5 \\ v_5 \end{Bmatrix}, F_5 = Z_b v_5 \quad (5)$$

其中: T_p 是阻抗变换器的传递矩阵。 Z_b 是四端简支的有限大的矩形薄板的中心点的原点导纳,分别求解如下。

由于任意复杂的实际结构的动力特性均可以由一系列单自由度系统串联并联而成的系统表征。因此,为简化起见,阻抗变换器采用如图3所示的单自由度系统进行表征。其质量为 m_p , 刚度为 k_p , 阻尼为 c_p 传递矩阵表示如下

$$T'_p = \begin{bmatrix} 1 & j2\pi f m_p \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{k_p + j2\pi f c_p} & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

当双层隔振系统中没有阻抗变换器时, $T_p = 1$ 。

四端简支的有限大的矩形薄板的中心点的原点阻抗如下所示

$$Z_b = \frac{\pi \rho h a b}{j2f} \sum_{n_1=1}^{\infty} \sum_{n_2=1}^{\infty} \frac{[(f_{mn}^*)^2(1+j\eta) - f^2]}{\sin^2(n_1\pi/2)\sin^2(n_2\pi/2)} \quad (7)$$

其中: f 为频率, a 、 b 和 h 分别为矩形板的长度、宽度和厚度, η 为板的结构阻尼, f_{mn}^* 为第 (m, n) 阶固有频率:

$$f_{mn}^* = \frac{1}{2\pi} \omega_{mn} =$$

$$\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{B}{\rho h}}\left[\left(\frac{m\pi}{a}\right)^2+\left(\frac{n\pi}{b}\right)^2\right]$$

(8)

其中: B 为板的弯曲刚度,可由弹性模量 E ,泊松比 ν 和板的厚度 h 表示如下

$$B=\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$$

因此,由方程(1) - (5)可以得到系统传递矩阵

$$\begin{Bmatrix} F_0 \\ v_0 \end{Bmatrix}=T\begin{Bmatrix} F_5 \\ v_5 \end{Bmatrix}=T_{m1}T_{k1}T_{m1}T_{k2}T_p\begin{Bmatrix} F_5 \\ v_5 \end{Bmatrix}$$

(9)

从而可以求得 v_0 , v_5 和 F_5 。进而可以得到输入到系统的功率和输入到基座矩形板的功率分别为

$$P_{in}=\frac{1}{2}\text{real}(F_0\cdot v_0^*)$$

(10)

$$P_{inraft}=\frac{1}{2}\text{real}(F_s\cdot v_s^*)=\\ \frac{1}{2}|v_s|^2\text{real}(Z_b)$$

(11)

同时由所求的力和功率,可以方便的得到隔振系统的

的力传递率 $T_F=\frac{F_5}{F_0}$ 。

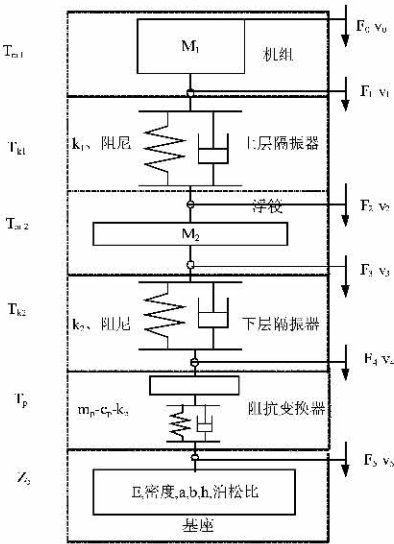


图 3 双层隔振系统传递矩阵模型图

Figure3 Transmission Matrix Model of the Double-Deck Isolation System

1.2 双层隔振系统的数值仿真

对图 1 所示的基座为非刚性的双层隔振系统进行仿真。取机组质量为 $M_1=800\text{ kg}$,浮筏质量为 $M_2=400\text{ kg}$,上下层隔振器参数见表 1,基座几何参数: $a=3.6\text{ m}$, $b=1.8\text{ m}$, $h=0.048\text{ m}$,材料参数: $E=2.1\times10^{11}\text{ Pa}$,泊松比 $\nu=0.3$, $\rho=7.8\times10^3\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$,结构阻尼: $\eta=0.001$ 。作用力垂直作用在质量块 1 上,大小为 100 N 。

表 1 双层隔振系统隔振器参数

Table 1 Isolation Parameters of Double – Deck System

	刚度/ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	结构阻尼
上层隔振器	$K_1=2\times10^6$	$\eta_1=0.02$
下层隔振器	$K_2=2.5\times10^6$	$\eta_2=0.02$

其中:阻抗变换器的参数为: $m_p=100\text{ kg}$, $k_p=3\times10^6\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$, $c_p=30\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ 。

如图 4 从力激励点到基础链接点的跨点阻抗图可以看出,质量—弹簧—阻尼表征阻抗变换器改变了部分频率段从力激励点到基础的阻抗传递特性。由图 5 力传递率图和图 6 功率流图中可以总结出:阻抗变换器的加入对系统第一阶和第二阶刚体固有频率以及基础相关第一阶固有频率后的固有频率基本没有影响。而基础相关的第一阶固有频率 36 Hz 处,由于阻抗变换器的固有频率的增加出现了大幅的移频。在原共振峰处出现了波谷。如果系统的外力激励频率在原系统基础的第一阶固有频率附近,那么阻抗变换器的加入可以很好的控制这一频率段的隔振效果。但控制频率端两边的频率段

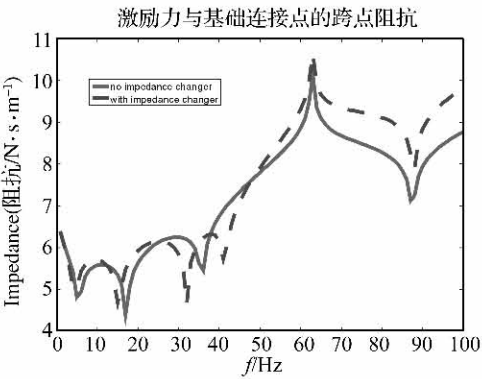


图 4 力激励点到基础连接点跨点阻抗图

Figure 4 Impedance of the Base Connected Point

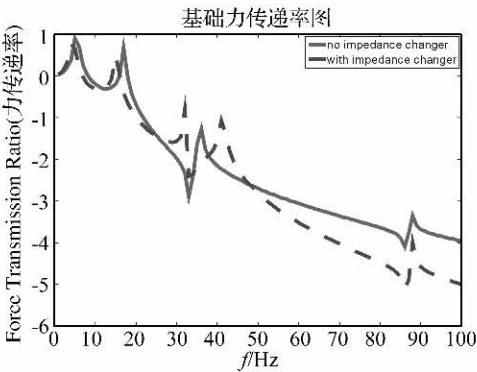


图 5 激励点到基础连接点力传递率图

Figure 5 Force Transmission Ratio of the Base Connected Point

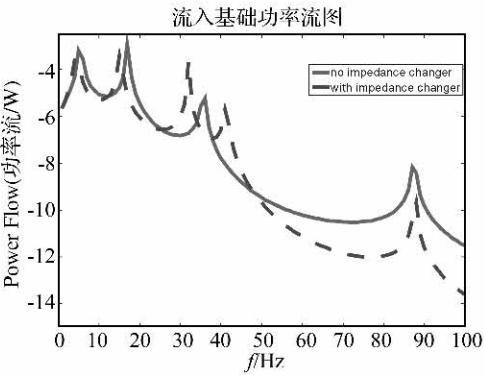


图6 流入基础功率流图

Figure 6 Power Flow Transmitted into the Base

隔振效果会明显由于阻抗变换器的增加而变差。但考虑到若工作频率段只在原基础固有频率周围一小段频率段内,那么这样的隔振效率损失并不会对系统整体的隔振效果有太大的影响。

1.3 浮筏隔振系统的数值仿真

如图7浮筏系统由两个对称机组、浮筏、基础和上下层隔振器组成。浮筏为3 m×1.6 m×0.07 m自由的薄板,基础为3.6 m×1.8 m×0.035 m四边简支的薄板。浮筏、基础和机组的材料特性等参数见表2。机组于浮筏间的上层隔振器和浮筏与基础间的下层隔振器系数参见表3。作用力垂直作用在机组1上,大小为500 N。

表2 浮筏、基础和机组系数

Table 2 Parameters of the Raft, Base and Machine

机组	机组号	质量/kg		
	机组 1	400		
	机组 2	400		
	杨氏模量/pa	密度/kg·m ⁻³	泊松比	
浮筏	2.1×10 ¹¹	7800	0.3	
基础	2.1×10 ¹¹	7800	0.3	

表3 上下层隔振器系数

Table 3 Parameter of the Isolations

	隔振器数	隔振器刚度 /N·m ⁻¹	隔振器阻尼 /N·s·m ⁻¹
上层隔振器	8	475 000	300
下层隔振器	4	350 000	300

阻抗变换器简化为 $m = 100 \text{ kg}$, $k = 3.55 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, $c = 30 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 的 $m - c - k$ 结构,将四个阻抗变换器连接在基础上,与下层隔振器相连。

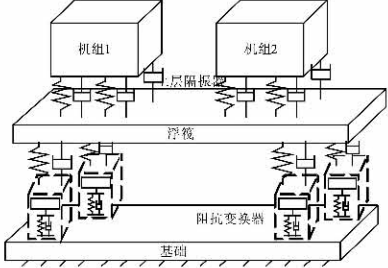


图7 浮筏系统示意图

Figure 7 the Raft Isolation System

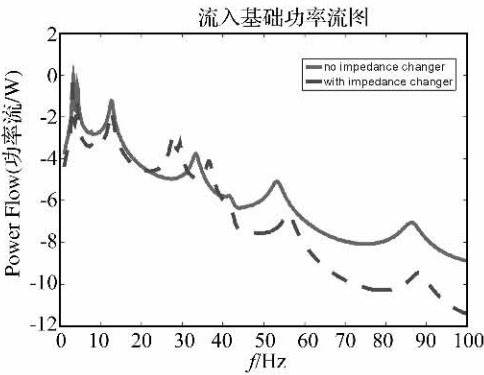


图8 流入基础功率流图

Figure 8 the Power Flow Transmitted into the Base

从图8中可以看出,在基座的第一阶固有频率33Hz处,由于增加阻抗变化器,使得该浮筏隔振系统的固有频率在基座的第一阶固有频率处发生偏移,从而达到使得基座的第一阶固有频率在与之相近的激励频率下不会被激发出来。其结论和双层隔振系统的结论相似。

2 双层隔振系统中阻抗变换器的参数优化

根据不同的隔振系统,在设计阻抗变换器时,可以适当的调整阻抗变换器的质量参数,刚度参数和阻尼参数,从而改变阻抗变换器的固有频率和阻抗特性,隔振系统的传递特性也必然会随之改变,传递到基座的力和功率在某一个条件下可以达到最优。但由于计算量较大,因此本文使用模拟退火算法产生遗传优化算法的第一代种群,然后利用遗传优化算法对双层隔振系统中阻抗变换器的质量、刚度和阻尼进行优化。

这是一个多参数的约束优化问题,优化模型简介如下

$$\begin{aligned} &\text{Find } X = [x_1 \quad \cdots \quad x_p] \\ &\min \sum_{i=1}^m P_i \quad \text{or} \quad \min \sum_{i=1}^m T_i \\ &s. \quad t. \end{aligned}$$

$$\omega_{sj}^* \leq \omega_j \leq \omega_{sj}^* \quad j = 1, \cdots q$$
$$x_r^l \leq x_r \leq x_r^u \quad r = 1, \cdots p$$

其中： ω_j 为第 j 阶固有频率， ω_{sj}^* 和 ω_{sj}^* 分别为第 j 阶固有频率的上下限； x_r 为优化参数，即阻抗变换器的质量、刚度和阻尼， x_r^u 和 x_r^l 分别为 x_r 的上下限。对于本算例控制频率段为 32 Hz 到 40 Hz，阻抗变换器优化质量范围为 (40,160) kg，刚度范围为 $(1 \times 10^6, 3 \times 10^7) \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ，阻尼范围为 $(200, 2\ 000) \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

表 4 得出了上述优化模型的优化结果。图 9 和图 10 给出了优化后与优化前的功率流和力传递率比较图。

表 4 优化结果

目标函数	质量/kg	刚度/ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	阻尼/ $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$
功率流	158.65	1.53×10^7	1829.1
力传递率	160	2.48×10^7	992.48

从图 9 和图 10 可以看出，优化之后，在基座的第一阶固有频率处传递到基础的力和功率均有很大的衰减，但是在其他频带之内力和功率会有所上升。以不同的优化目标来优化也会得到不同的结果。阻抗变换器质量越大隔振效果越好，但刚度和阻尼值不同优化目标结果大相径庭。因此对于阻抗变换器的参数设计和优化与其系统选用的隔振系统评价标准休戚相关。

3 结 语

本文对基础为弹性的双层隔振系统和浮筏隔振系统增加阻抗变换器前后的力传递和功率传递进行了理论分析和数值模拟。结果表明：

(1) 增加阻抗变换器之后，改变了从激励到壳体的传递特性，使整个系统中与激励频率相近的和舱段壳体振动相关的固有频率和激励频率错开。阻抗变换器是一种有效的振动被动控制方法；

(2) 在实际隔振系统中，可以通过优化，得到在激励频率附近频带之内力传递和功率传递达到最小的情况；

(3) 当增加多个相近频率的阻抗变换器后或使用周期性结构时，在本文所得到的窄频段隔振和移频基础上，得到宽频段内的隔振效果。

参考文献：

[1] 沈荣瀛,卢 峥.噪声与振动控制 MTU 柴油发电机组隔振装置振动固有特性分析[J].噪声与振动控制,1994,(3):2-7.

[2] 宋孔杰.噪声与振动控制设备阻抗和支承结构阻抗对隔振效果的影响[J].噪声与振动控制,1984.6:2-7.

[3] 严济宽.机械振动隔离技术[M].上海:上海科学技术出版社,1988.

[4] 王 凌,等.智能优化算法及其应用[M].北京:清华大学出版社,2002.

[5] 左鹤声.机械阻抗方法和应用[M].北京:机械工业出版社,1987.

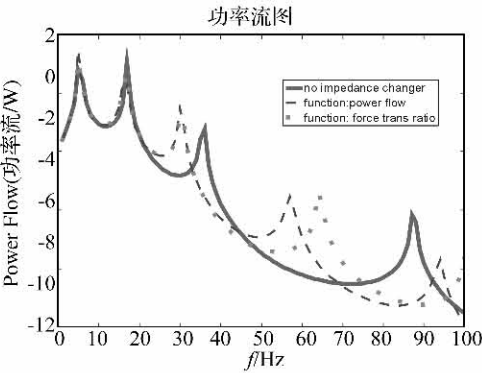


图 9 优化前后流入基座功率流图

Figure 9 the Power Flow after Optimization

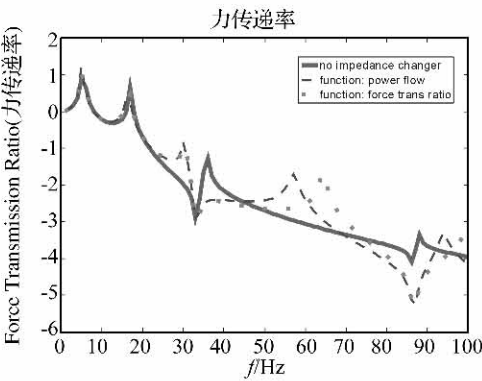


图 10 优化前后力传递率图

Figure 10 the Force Transmission Ratio after Optimization