

# 航海船舶多维振动主动控制研究

陈修祥, 马履中, 吴伟光, 朱 伟

(江苏大学机械工程学院 江苏镇江 212013)

**[摘要]** 采用基于并联机构和电磁作动器的多维振动主动控制装置, 实现了对船舶航行中面临的多维低频振动衰减。对振动控制装置进行了结构设计、系统控制模型分析和控制算法研究, 并制作样机进行了实验研究。样机试验结果表明, 该多维减振装置能够实现船舶多维低频振动主动控制。

**[关键词]** 电磁作动器; 主动控制; 多维振动; 并联机构

**[中图分类号]** TH112 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009 - 1742(2007)08 - 0052 - 05

航海船舶或舰艇在海浪、风浪和洋流流动等环境因素作用下将产生多维耦合振动: 海浪和风浪作用使船舶产生上下( $z$ 向)平动振动, 前后(绕 $x$ 轴)、左右(绕 $y$ 轴)转动振动; 船舶在前进方向( $y$ 向)受洋流流动和加减速影响产生平动振动。上述多维耦合振动的频率约在 $0.1 \sim 3$  Hz 范围内, 与人体敏感频率( $2 \sim 8$  Hz)相接近<sup>[1]</sup>。由于多维耦合低频振动目前尚未得到有效控制, 严重影响了船载、舰载需要精密振动控制设备(如船载天线、声纳、瞄准器和乘员床位等)的工作性能, 易使乘员疲劳, 降低舒适感, 影响乘员正常工作。为此, 航海船舶或舰艇需要多维低频振动控制装置, 以满足多维减振要求, 使船舶仪器设备或乘员床位尽量减少多维振动, 改善仪器设备的环境条件, 提升乘员的舒适感。

## 1 多维振动主动控制装置结构

航海船舶多维振动主动控制装置结构如图 1 所示。该装置由两平动两转动四自由度并联机构、弹性元件和双向电磁作动器组成, 其中主体并联机构由减振装置主体机构选型条件<sup>[2]</sup>和两平动两转动四自由度并联机构型综合结果确定<sup>[3]</sup>。两平动两转动四自由度并联机构由上平台 2, 下平台 1 以及连接于上、下平台之间的 4 条分支组合而成。4 条

分支分别为 2 组( $R - R - R - P$ )、2 组( $S - S - P$ )单开链<sup>[3]</sup>, 其中  $P$  为移动副、 $R$  为转动副、 $S$  为球副。上平台运动形式为沿  $z$  向、 $y$  向平动, 绕  $x$  轴方向、 $y$  轴方向转动, 其上安放受控对象(需要减振设备)。下平台安放在振源(航海船舶)上。各分支移动副  $P$ (滑块  $A_1, A_2, A_3, A_4$ ) 处安放双向电磁作动器  $F_{ai}$  ( $i=1, 2, 3, 4$ ), 结构组成如图 2 所示, 其中弹簧  $k_i$  ( $i=1, 2, 3, 4$ ) 主要构成弹性浮动支撑, 平衡重力

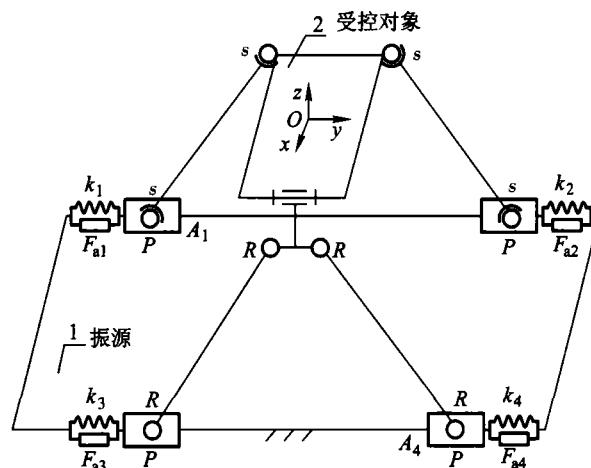


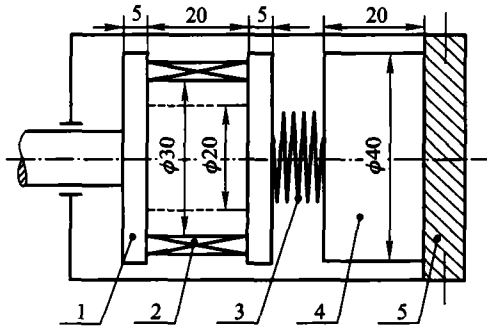
图 1 航海船舶多维振动主动控制装置  
Fig. 1 Active control of ocean vehicle multi - dimension vibration

**[收稿日期]** 2006 - 07 - 25; **修回日期** 2006 - 12 - 18

**[基金项目]** 国家自然科学基金资助项目(50375067), 教育部高等学校博士点专项科研基金资助项目(20050299002)。

**[作者简介]** 陈修祥(1975 -), 男, 安徽无为县人, 江苏大学博士研究生, 研究方向为并联机构和并联机构机器人应用

和使系统具有“false - safe”功能;双向电磁作动器和系统传感器构成闭环反馈,实现振动主动控制。该振动控制装置要求具有沿  $z$  向、 $y$  向平动减振,绕  $x$  轴方向、 $y$  轴方向转动减振四维减振功能。



1—上支撑;2—线圈;3—弹簧;4—永久磁铁;5—下支撑

图2 双向电磁作动器结构

Fig. 2 Double direction electromagnetic actuator schematic diagram

## 2 多维振动主动控制装置主体并联机构位置反解

为了便于分析并联机构运动学反解,建立如图3所示的并联机构坐标系,定坐标系为  $O_1 - x_1y_1z_1$ ,与下平台固定;动坐标系为  $O_2 - x_2y_2z_2$ ,与上平台固定;其中  $y_1$  坐标沿  $A_1, A_2, A_3, A_4$  滑块移动副方向; $x_1$  坐标沿垂直滑块移动方向, $z_1$  由右手坐标系法则确定; $x_2, y_2, z_2$  坐标系可类似确定。图中有关参数定义: $L_a, L_b$  为杆长; $B_i (i = 1, 2, 3, 4)$  为下平台各转动副及球副的中心点。 $C_i (i = 1, 2, 3, 4)$  为上平台球副和中间转动副中心点; $T, Q, D, E, G, I$  分别是下平台和上平台的尺寸参数,为常量。

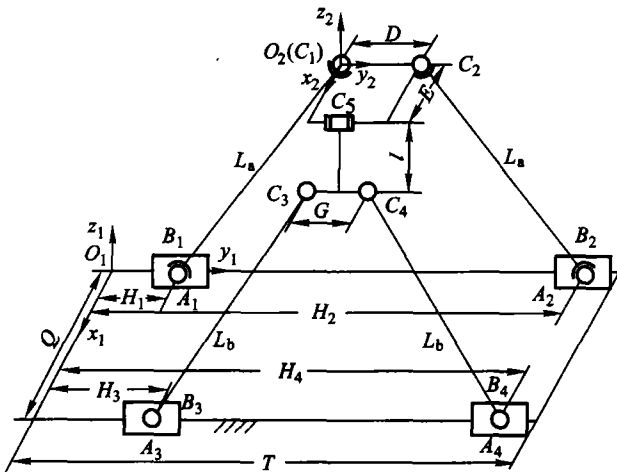


图3 4-DOF 并联机构

Fig. 3 4-DOF parallel mechanisms

设  $H_i (i = 1, 2, 3, 4)$  为滑块移动副  $A_i (i = 1, 2, 3, 4)$  与  $B_i (i = 1, 2, 3, 4)$  重合点在定坐标系  $O_1 - x_1y_1z_1$  的坐标,  $x_p, y_p, z_p$  为动坐标系的原点  $O_2$  在定坐标系  $O_1$  的坐标,由于此机构不具有沿  $x$  轴方向的移动,故  $x_p$  为定值,由机构的尺寸决定。 $\alpha$  为绕  $x$  轴转角, $\beta$  为绕  $y$  轴转角。应用  $D - H$  矩阵法,由机构几何约束方程  $\|C_i - B_i\| = L_i (i = 1, 2, 3, 4)$  求得该并联机构的运动学反解为

$$H_1 = y_p \pm \sqrt{L_a^2 - (x_p^2 + z_p^2)} \quad (1)$$

$$H_2 = D \cos \alpha + y_p \pm \sqrt{L_a^2 - [x_p^2 + (D \sin \alpha + z_p)^2]} \quad (2)$$

$$H_3 = \pm \left\{ L_b^2 - (E \cos \beta - I \sin \beta + x_p - Q)^2 - \right.$$

$$\left. \left[ \left( \frac{D}{2} - \frac{G}{2} \right) \sin \alpha - E \cos \alpha \sin \beta - \right. \right.$$

$$\left. I \cos \alpha \cos \beta + z_p \right]^2 + E \sin \alpha \sin \beta +$$

$$\left. \left( \frac{D}{2} - \frac{G}{2} \right) \cos \alpha + I \sin \alpha \cos \beta + y_p \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

$$H_4 = \pm \left\{ L_b^2 - (E \cos \beta - I \sin \beta + x_p - Q)^2 - \right.$$

$$\left. \left[ \left( \frac{D}{2} + \frac{G}{2} \right) \sin \alpha - E \cos \alpha \sin \beta - \right. \right.$$

$$\left. I \cos \alpha \cos \beta + z_p \right]^2 + E \sin \alpha \sin \beta +$$

$$\left. \left( \frac{D}{2} + \frac{G}{2} \right) \cos \alpha + I \sin \alpha \cos \beta + y_p \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

## 3 多维振动主动控制装置控制策略

船舶航行中受海浪、风浪、洋流流动和加减速等影响而产生的多维振动具有振动频率低(约为  $0.1 \sim 3 \text{ Hz}$ )、振动加速度小、位移大等特点,因此,振动控制的目的是减小位移,操控位置。由于受控对象安放于上平台,所以,控制目标就是维持上平台处于初始水平位姿状态。笔者通过调节双向电磁作动器线圈电流的大小和方向来改变并联机构原动件移动副滑块  $A_1, A_2, A_3, A_4$  的位置,使上平台在任意时刻都近似处于初始水平位姿状态,达到减小振幅的目的。

振动控制装置系统的控制方案如图4所示<sup>[4]</sup>。该系统主要由传感器、DSP 高速运算器件、PID 调节器和电磁作动器构成。应用于控制系统的传感器主要有三组:**a.** 安装于电磁作动器用来测量移动副位移的4个线位移编码器;**b.** 安装于下平台两个相互正交的倾角计,用来测量航海船舶绕  $x$  轴方向、 $y$  轴

方向转动角位移;c. 安装于下平台两个相互正交的加速度计,用来测量航海船舶沿 z 向、y 向平动加速度,对其结果进行数字积分得到航海船舶沿 z 向、y 向平动位移。

图 4 控制方案具体控制过程如下:倾角和加速度传感器检测下平台低频摆动角位移  $\Delta[\alpha, \beta]_R$  和平动线位移  $\Delta[y, z]_R$ , 要保持上平台处于初始水平位姿状态,则上平台必需相对于下平台摆动角位移  $-\Delta[\alpha, \beta]_R$  和平动线位移  $-\Delta[y, z]_R$ , 由此得到上平台相对于下平台位姿改变量,经并联机构位置反解,求得电磁作动器位移量  $\Delta[q_1, q_2, q_3, q_4]$  和电磁作动器线位移编码器检测值  $\Delta[q_1, q_2, q_3, q_4]_R$  一起输入电磁作动器 PID 控制器,构成 PID 控制器输入偏差,进而由 PID 控制算法求解电磁作动器产生相应位移  $\Delta[q_1, q_2, q_3, q_4]$  所需线圈控制电流大小和方向,实现位置控制。

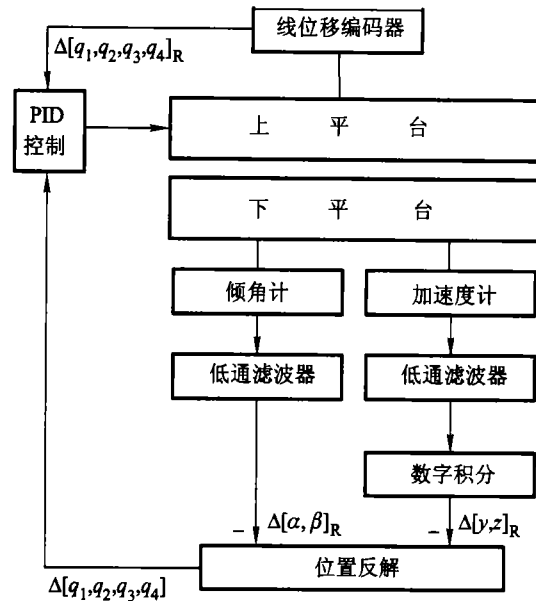


图 4 控制方案

Fig. 4 Control scheme

#### 4 多维振动主动控制装置电磁作动器动力学模型

各支路电磁作动器下支撑与并联机构下平台固定,上支撑与相应移动副滑块固定联接,因此电磁作动器系统动力学模型为单自由度系统,下支撑静止,如图 5 所示。

取弹簧初始平衡位置(并联机构上平台处于初始水平位姿状态)为电磁作动器上支撑位移坐标原点,则电磁作动器系统运动微分方程为<sup>[5,6]</sup>

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F_d + F + F_\mu \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (5)$$

式中  $m$  为上支撑质量;  $\ddot{x}, \dot{x}, x$  分别为上支撑相对于下支撑的加速度、速度和位移;  $k, c$  分别为弹簧刚度和阻尼系数;  $F_d$  为电磁作动器电磁力。根据电磁理论,假设线圈中磁场均匀恒定(线圈末端磁场无衰减),无涡流,相邻磁极间无磁场干扰,则电磁铁磁芯和与永久磁铁之间产生的电磁力可用电流刚度和位置刚度的线性关系表示为<sup>[7,8]</sup>

$$F_d = -k_x x - k_i i \quad (6)$$

其中  $k_x$  为位置刚度,  $k_i$  为电流刚度,都是与材料、结构尺寸和上下支撑间距相关的参数;  $F$  为上支撑外载荷,  $F = F_1 - F_0$ , 其中  $F_1$  为弹簧非初始平衡位置上支撑作用力,可由虚功原理求得;  $F_0$  为弹簧初始平衡位置上支撑作用力,可由并联机构静力学分析求得。  $F_\mu$  为移动副动摩擦力  $F_{\mu 1}$  和电磁作动器动摩擦力  $F_{\mu 2}$  之和,  $F_{\mu 1}$  为变化力,  $F_{\mu 2}$  为常数;  $\operatorname{sgn}(\dot{x})$  表示取速度  $\dot{x}$  符号函数, 即当  $\dot{x} = 0, \dot{x} > 0$  和

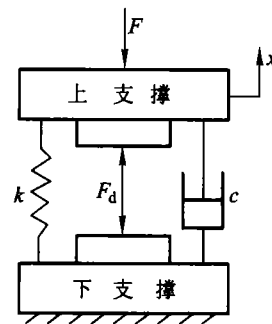


图 5 电磁作动器动力学模型

Fig. 5 Dynamics model of electromagnetic actuator

$\dot{x} < 0$  时,  $\operatorname{sgn}(\dot{x})$  分别为 0, 1 和 -1。

将式(6)代入方程(5), 并进行拉氏变换得:

$$mX(s)s^2 + csX(s) + kX(s) = -k_x X(s) - k_i I(s) + F(s) + F_{\mu 1}(s) \operatorname{sgn}(\dot{x}),$$

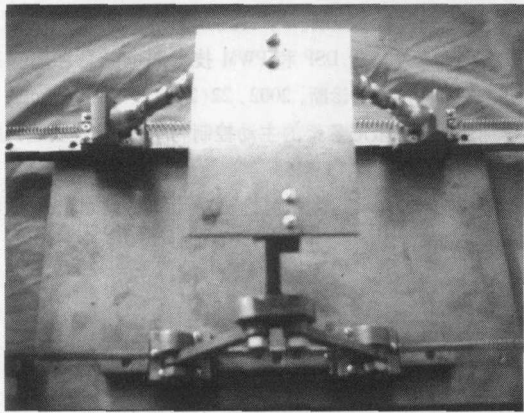
由于  $F, F_{\mu 1} \operatorname{sgn}(\dot{x})$  都为变化力, 只能得到如下电磁作动器控制系统传递函数:

$$\frac{X(s)}{F(s) + F_{\mu 1}(s) \operatorname{sgn}(\dot{x}) - k_i I(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + (k + k_x)}$$

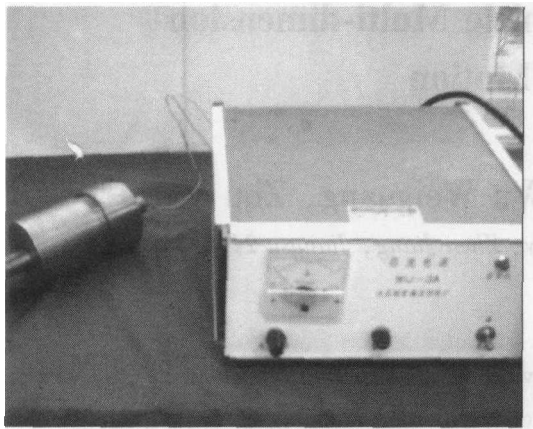
上述控制模型中由于变量较多, 常规 PID 算法求解十分困难, 笔者采用模糊 PID 算法控制器确定电磁作动器输入电流  $I_1(t)$  大小和方向, 采用 Buck 式降压斩波电路由 PWM 电流控制器获得连续可调的电流。

## 5 多维振动主动控制装置实验研究

为了研究多维振动主动控制装置的实际减振效果,制作了如图6所示的试验样机。样机上平台及负载总质量为  $m = 5 \text{ kg}$ , 弹簧刚度由静承载稳定性条件确定为  $k = 2400 \text{ N/m}$ 。双向电磁作动器结构参数见图2, 其中永久磁铁选用无锡市超强磁性器件厂生产的型号为NF30H钕铁硼磁铁(名义直径为  $\phi 4 \text{ cm}$ 、厚度为  $2 \text{ cm}$ , 剩磁为  $1.1 \text{ T}$ , 矫顽力为  $9.5/4\pi \text{ MA/m}$ ), 电磁铁线圈长为  $2 \text{ cm}$ , 共  $500$  匝, 最大输入电流为  $2.5 \text{ A}$ 。



a. 四自由度并联机构



b. 电磁作动器

图6 实验样机系统

Fig. 6 The prototype picture of test system

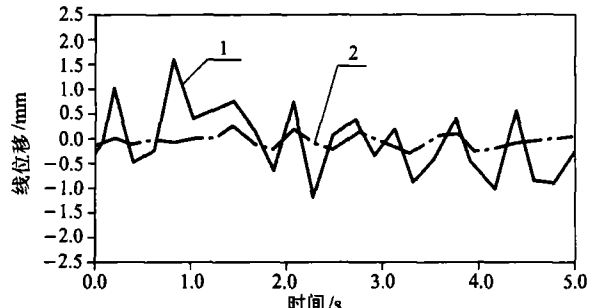
在样机上平台处于初始水平位姿状态下, 调整弹簧位置使得各双向电磁作动器电磁铁与永久磁铁间距  $L_0 = 10 \text{ mm}$ , 对双向电磁作动器进行试验, 测得其输出位移  $\Delta q$  与输入电流  $I(t)$  数据如表1所示(规定  $\Delta q, I(t)$  吸引时为正, 排斥时为负); 在样机下平台(振源)上模拟航海船舶实际振动环境, 施加振幅小于  $2.5 \text{ mm}$  (或  $2.5^\circ$ ) 的低频(频率约在

$0.1 \sim 3 \text{ Hz}$  范围内)随机激励, 得样机主动振动控制效果曲线如图7所示。

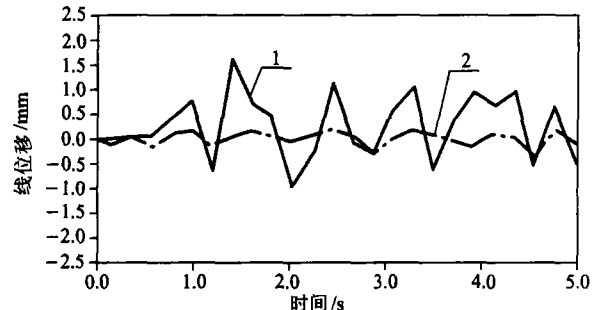
表1 输出位移  $\Delta q$  与输入电流  $I(t)$  数据

Table 1 The datum of output displacement  $\Delta q$  and input current  $I(t)$

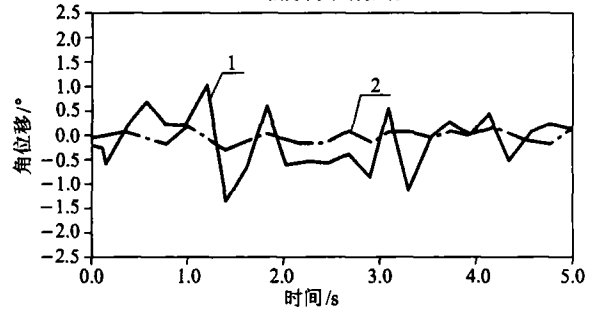
参数	电磁铁与永久磁铁 相互排斥时					电磁铁与永久磁铁 相互吸引时				
	-5	-4	-3	-2	-1	1	2	3	4	5
$\Delta q / \text{mm}$	-5	-4	-3	-2	-1	1	2	3	4	5
$I(t) / \text{A}$	-1.86	-1.37	-0.98	-0.65	-0.40	0.23	0.25	0.26	0.23	0.19



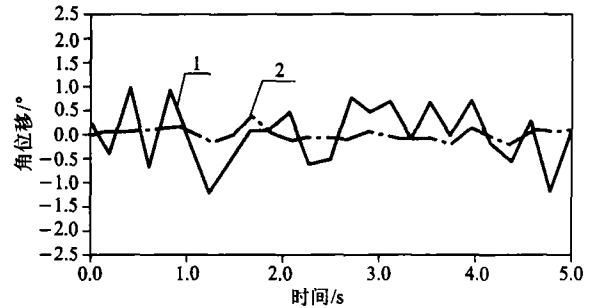
a. y轴方向平动振动



b. z轴方向平动振动



c. 绕x轴方向转动振动



d. 绕y轴方向转动振动

1—下平台位移曲线; 2—上平台位移曲线

图7 样机试验位移曲线

Fig. 7 Displacement curves of prototype test

由表1实测结果可知,双向电磁作动器输出位移 $\Delta q$ 与输入电流 $I(t)$ 之间具有较高非线性关系,其原因主要是磁场衰减、涡流、相邻磁极间磁场影响和摩擦力等因素。因此,双向电磁作动器输出位移 $\Delta q$ 与输入电流 $I(t)$ 之间函数关系无法精确建立,故采用模糊PID算法控制器实现双向电磁作动器的控制。

由图7样机上、下平台试验响应曲线幅值大小可知,航海船舶或舰艇在海浪、风浪、洋流流动和加减速等环境因素作用下产生的四维低频(频率约在0.1~3 Hz范围内)耦合振动,采用双向电磁作动器主动控制后,上平台位移振幅明显小于下平台,具有良好的低频减振效果<sup>[9]</sup>。

## 6 结论

实验结果表明,对航海船舶受到海浪、风浪和洋流流动等环境因素影响而产生的多维低频振动,采用所设计的多维振动主动控制装置,只需一层结构即能达到多维减振的目的,其突出优点是结构简单、机型紧凑、可靠性高,具有“false-safe”功能。该设

计和分析方法,对其他类型多维振动控制装置的设计具有一般的指导意义。

## 参考文献

- [1] Griffin M J. Handbook of Human Vibration [M]. London: The University Southampton, Academic Press Limited, 1990
- [2] 马履中,尹小琴,杨启志,等. 多维减振平台主体机构的分析研究[J]. 江苏大学学报(自然科学版),2004, 25(4): 281~284
- [3] 杨廷力. 机器人机构拓扑结构学[M]. 北京:机械工业出版社,2004
- [4] 黄真,孔令富,方跃法. 并联机器人机构学理论及控制[M]. 北京:机械工业出版社,1997
- [5] 欧珠光. 工程振动[M]. 武汉:武汉大学出版社,2003
- [6] 欧进萍. 结构振动控制[M]. 北京:科学出版社,2003
- [7] 汪光森,等. 基于DSP和PWM技术的电磁悬浮隔振系统[J]. 振动、测试与诊断,2002, 22(2):111~116
- [8] 李翔晨. 电磁阻尼悬架的主动控制与仿真[J]. 农业机械学报,2004, 35(2): 13~16
- [9] 李德葆,陆秋海. 工程振动试验分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004

# Active Control of Ocean Vehicle Multi-dimension Vibration and Motion

Chen Xiuxiang, Ma Lüzhong, Wu Weiguang, Zhu Wei

(School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhen Jiang, Jiangsu 212013, China)

[Abstract] Active control multi-dimension vibration device based on parallel mechanisms and electromagnetic actuator is used to realize the multidimensional low-frequency vibration damping of the shipping under sail. With the vibration control device, structural design, system control model analysis and control algorithm research, as well as prototyping testing are carried out. The results of prototyping testing indicate that with the active control multi-dimension vibration damping the multi-dimensional low-frequency vibration active controlled of shipping under sail can be achieved.

[Key words] electromagnetic actuator; active control; multi-dimension vibration; parallel mechanisms