DOI: 10.11883/1001-1455(2015)06-0832-07

应用浮动冲击平台考核舰载设备响应分析*

王　军[1,2],姚熊亮[1],郭　君[1]

(1.哈尔滨工程大学船舶工程学院,黑龙江 哈尔滨 150001;
2.中国船舶重工集团公司第七一九研究所,湖北 武汉 430064)

摘要:为研究安装甲板模拟器的浮动冲击平台系统考核舰载设备的机理,对整个系统建立有限元模型进行数值模拟并建立力学模型进行了理论分析。根据船体甲板结构产生的垂向低通滤波特性,提出甲板模拟器具有减缓高频冲击并满足设备安装频率要求的作用。将被试设备的浮动冲击平台考核系统简化为有阻尼的三自由度系统强迫振动模型,通过拉普拉斯变换方法求解了不同冲击环境下被试设备的响应。数值模拟与理论计算结果比较吻合,被试设备响应迅速达到峰值后逐渐衰减,振动频率由高频向低频过渡,在分析浮动冲击平台舰载设备考核系统长时间响应时需考虑阻尼的影响。

关键词:爆炸力学;设备响应;有限元方法;浮动冲击平台;甲板模拟器

中图分类号:O383.3　　**国标学科代码**:13035　　**文献标志码**:A

舰船生命力是船体在遭受一定攻击后仍能维持作战任务的基本能力,要达到舰船生命力要求的底线,舰载设备在设计制造时,需具备适当的抗冲击能力来满足规范要求。船上的设备设施可能在作战时遭受武器攻击发生损坏而无法完成作战任务,需要通过冲击实验考核来保证规范要求的抗冲击能力[1]。

美国 MIL-S-901D 舰载设备抗冲击考核标准中规定,对于质量小于 3.36 t 的轻型舰载设备,可通过冲击机完成抗冲击考核,而对于重量较大的重型舰载设备,则需通过浮动冲击平台进行水下爆炸实验考核[2]。分析舰载设备在浮动冲击平台中的响应可对设备的抗冲击考核提供指导,更好地理解浮动冲击平台考核设备的机理。我国现阶段主要是针对小型浮动冲击平台进行实验研究[3-4],分析浮动冲击平台在水下爆炸的冲击环境,同时对美国 MIL-S-901D 标准和大型浮动冲击平台进行过数值模拟研究[5-6],分析设备的抗冲击能力[7],也开展过中型浮动冲击平台水下爆炸实验的安全性分析[8]。已有成果未对浮动冲击平台考核舰载设备的机理进行深入研究,同时都未考虑为满足弹性安装设备安装频率要求的甲板模拟器结构。根据研究现状,本文中将对安装甲板模拟器辅助结构的浮动冲击平台舰载设备考核系统进行理论和数值模拟分析,对舰载设备在浮动冲击平台中不同冲击环境下的响应进行理论研究,为我国重型舰载设备抗冲击考核体系的建设提供参考。

1　浮动冲击平台考核设备的力学模型

浮动冲击平台相对于冲击机更能真实模拟实船在受到水下爆炸冲击载荷作用下的冲击环境。但由于浮动冲击平台的质量、尺寸等与实船差异较大,浮动冲击平台提供设备的冲击环境也与实船有所差别。实际船体结构有不同数量和形式的甲板结构,诸多甲板形成的结构好比一个低通滤波器[9]。船体在承受水下爆炸冲击载荷时,其响应从底部向上由高频向低频过渡,即船体结构会对冲击波的传播产生滤波效应,使位于船体不同位置的设备承受的冲击环境不同。而浮动冲击平台是简单的双层底结构形式,内底板与外底板通过实肋板和纵桁相连接,外底板直接承受水下爆炸冲击波的作用,内底板上冲击环境中必然含有较多高频成分。同时对于刚性安装设备,安装频率一般在 60 Hz 左右,直接将设备安装在内底板上即可,而弹性安装的设备,对安装频率有较高要求,一般在 10 Hz 左右,最高不超过

* **收稿日期**:2014-04-29;**修回日期**:2014-06-16
基金项目:国家安全重大基础研究项目(613157);国家自然科学基金项目(51279038,51109042)
第一作者:王　军(1989—　),男,博士研究生;**通讯作者**:郭　君,wangjun5613@163.com。

25 Hz[10]，需采取措施满足其安装要求。

对于安装频率有要求的被试设备，美国MIL-S-901D中规定通过甲板模拟器来满足弹性设备安装要求，如图1所示。浮动冲击平台中的甲板模拟器类似于船舶的甲板结构，两端通过连接构件与浮动冲击平台连接，中间与浮动冲击平台内底板保持适当距离，如图2所示，通过调节连接构件的刚度来满足不同被试设备的安装频率要求。

当使用甲板模拟器来进行浮动冲击平台水下爆炸实验时，被试设备考核的受力模型成为图3所示的三自由度系统。它包括2个系统：一级结构和二级结构。浮动冲击平台支撑一级和二级结构，甲板模拟器支撑二级结构，一级结构在水下爆炸冲击载荷下的响应是二级结构冲击响应的输入。

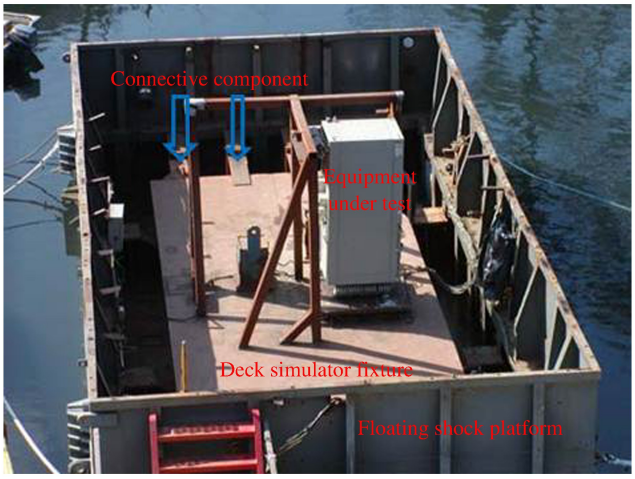

图1 被试设备安装于浮动冲击平台甲板模拟器之上

Fig. 1 Equipment under test mounted on the deck simulator fixture of floating shock platform

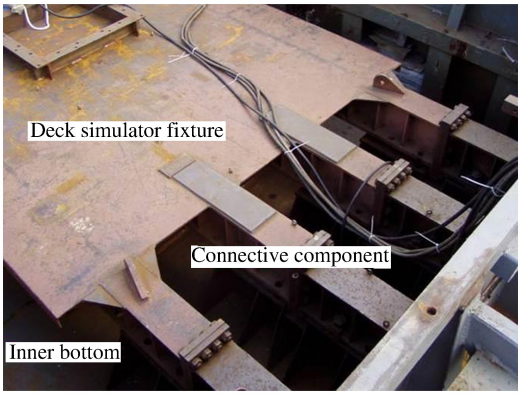

图2 甲板模拟器局部结构

Fig. 2 Local structure of deck simulator fixture

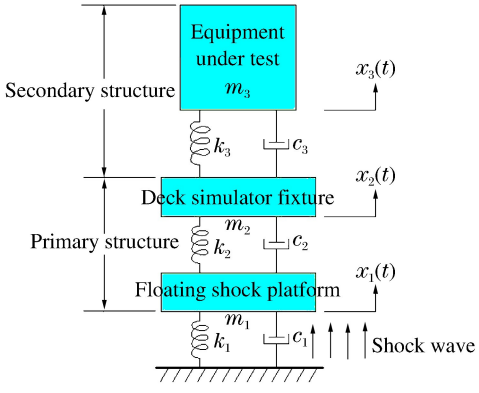

图3 浮动冲击平台力学模型

Fig. 3 Mechanical model of floating shock platform

2 浮动冲击平台力学模型理论分析

在许多情况下，阻尼对振动系统响应的影响是次要的，可忽略不计。然而，如果与系统的固有周期相比，所分析的是系统在相当长时间内的响应，则必须考虑系统的阻尼。此外，当激振力（如简谐力）的频率在系统的固有频率附近时，阻尼也是相当重要的，必须予以考虑。一般情况下，由于阻尼的影响预先并不知道，因此对任意系统的振动分析都必须考虑阻尼的影响[11]。由于浮动冲击平台系统中阻尼的影响并没有研究成果，因此在进行理论分析时考虑阻尼的影响，首先推导出考虑阻尼的浮动冲击平台系统运动微分方程。对于图3所示的三自由度系统，系统的动能为

$$E_{\mathrm{k}}=\frac{1}{2}(m_1\dot{x}_1^2+m_2\dot{x}_2^2+m_3\dot{x}_3^2) \tag{1}$$

势能为

$$E_{\mathrm{p}}=\frac{1}{2}[k_1x_1^2+k_2(x_2-x_1)^2+k_3(x_3-x_2)^2] \tag{2}$$

通过引入瑞利损耗函数，根据拉格朗日方程推导系统的运动微分方程。瑞利损耗函数为

$$R=\frac{1}{2}[c_1\dot{x}_1^2+c_2(\dot{x}_2-\dot{x}_1)^2+c_3(\dot{x}_3-\dot{x}_2)^2] \tag{3}$$

则拉格朗日方程为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial E_{\mathrm{k}}}{\partial \dot{x}_i}\right)-\frac{\partial E_{\mathrm{k}}}{\partial x_i}+\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_i}+\frac{\partial E_{\mathrm{p}}}{\partial x_i}=F_i \qquad i=1,2,3 \tag{4}$$

将式(1)～(3)代入式(4)中,得到浮动冲击平台系统的运动微分方程:

$$\boldsymbol{M}\ddot{x}+\boldsymbol{C}\dot{x}+\boldsymbol{K}x=F \tag{5}$$

式中:

$$\boldsymbol{M}=\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix},\quad \boldsymbol{C}=\begin{bmatrix} c_1+c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2+c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix},\quad \boldsymbol{K}=\begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix},$$

$$x=\begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \end{Bmatrix},\quad F=\begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix}$$

在被试设备考核实验过程中,只有浮动冲击平台承受水下爆炸冲击载荷,因此有 $F_2(t)=F_3(t)=0$。由于系统自由度数较多,同时作用给浮动冲击平台的水下爆炸冲击载荷难以给出确切的表达式,因此很难对式(5)进行求解得到 $x(t)$ 的解析表达式。然而在确定系统模型各参数及水下爆炸冲击作用力 $F_1(t)$ 大小的情况下,可对安装甲板模拟器的浮动冲击平台三自由度系统进行数值方法的求解。

通过浮动冲击平台进行舰载设备的抗冲击能力考核,实质是利用浮动冲击平台提供给被试设备抗冲击规范所要求的冲击环境,因此在进行理论计算分析时,可把图 3 中的二级结构分离出来单独进行分析[12],计算模型如图 4 所示。

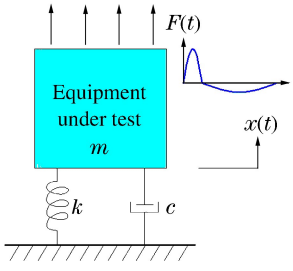

图 4 被试设备分析模型

Fig. 4 Analysis model of equipment under test

在国军标及德军标 BV043/85 中,舰载设备的抗冲击要求都以频域表示的冲击谱参数确定。在进行分析计算时,可根据傅里叶逆变换方法,将频域表示的冲击环境转换为时域的冲击信号。在此参照德国 BV043/85 规范,使用简化的计算公式,将频率内表示的冲击谱转换为在时域表示的组合正弦波,如图 5 所示。在冲击谱中与横坐标成 45° 的坐标系表示谱位移,如图中 0.1、1、10 cm 等,而与横坐标成 −45° 的坐标系表示谱加速度,如图中 1g、10g、100g 等。转换到组合正弦波后,图 5 所示的时域曲线中各参数计算如下:

$$a_2=0.5a_{\mathrm{s}},\qquad v_1=v_2=\frac{2}{3}v_{\mathrm{s}},\qquad t_1=\frac{\pi v_1}{2a_2},\qquad t_2=\frac{2d_{\mathrm{s}}}{v_1}-t_1,\qquad a_4=\frac{\pi v_1}{2t_2} \tag{6}$$

式中:d_{s} 为冲击谱的谱位移,v_{s} 为谱速度,a_{s} 为谱加速度。

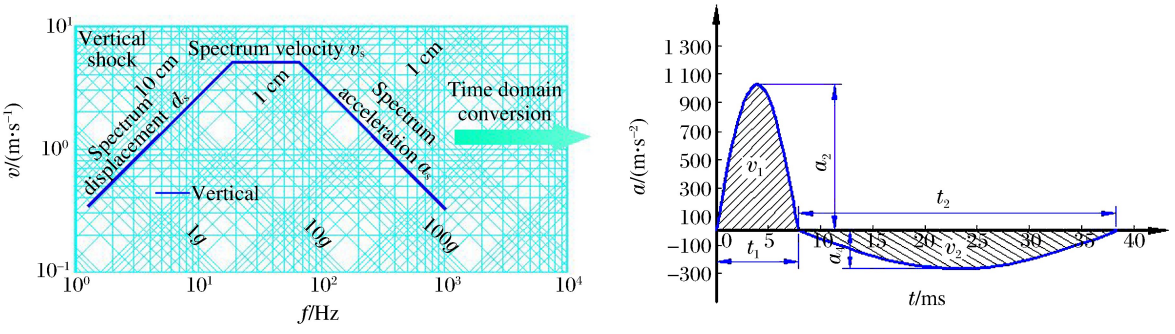

图 5 冲击谱到时域冲击的转换

Fig. 5 Time domain conversion of shock spectrum

将频域表示的冲击输入转换为时域表示的曲线后，可以用分段函数表示为：

$$a(t)=\begin{cases}a_2\sin\left(\dfrac{\pi}{t_1}t\right) & 0\leqslant t<t_1\\ a_2\sin\left[\dfrac{\pi}{t_2}(t+t_2-t_1)\right] & t_1\leqslant t\leqslant t_1+t_2\end{cases} \tag{7}$$

则图 4 所示的被试设备分析模型强迫振动的方程为

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx(t)=ma(t) \tag{8}$$

由于 $a(t)$ 是分段函数，直接求解式(8)的运动微分方程较为繁琐。在此将式(8)进行拉普拉斯变换，求解变换后的系统响应，再应用拉普拉斯反变换求出所需要的解。拉普拉斯变换法可以用来求解一个系统在任何激励下的响应，包括谐波激励和周期激励。这种方法可用于求线性微分方程的精确解，尤其是式(8)所示的常系数微分方程。它可以将微分方程转换为代数方程，以便于求解。这种方法的最大优点为可以解决分段和离散函数问题，而不增加难度，而且它可以自动考虑初始条件。将式(8)两侧同时进行变换得到

$$mL\ddot{x}(t)+cL\dot{x}(t)+kLx(t)=mLa(t) \tag{9}$$

式中：

$$Lx(t)=X(s),\quad L\dot{x}(t)=\int_0^\infty \mathrm{e}^{-st}\dot{x}(t)\mathrm{d}t=sX(s)-x(0),\quad L\ddot{x}(t)=s^2X(s)-sx(0)-\dot{x}(0) \tag{10}$$

$$La(t)=\int_0^\infty \mathrm{e}^{-st}a(t)\mathrm{d}t \tag{11}$$

被试设备在受到冲击载荷之前处于静止状态，所以初始条件为 $x(0)=\dot{x}(0)=0$。将式(10)～(11)代入式(9)得

$$X(s)=\frac{mLa(t)}{ms^2+cs+k}=\frac{La(t)}{s^2+2\zeta\omega_n s+\omega_n^2} \tag{12}$$

式中：ω_n 为无阻尼振动系统的固有频率，阻尼比 ζ 为阻尼系数 c 与临界阻尼系数 c_c 的比值，表达式为：

$$\omega_n=\sqrt{\frac{k}{m}},\qquad c_c=2m\sqrt{\frac{k}{m}}=2m\omega_n,\qquad \zeta=\frac{c}{c_c} \tag{13}$$

将式(7)代入式(11)，求得 $a(t)$ 的拉普拉斯变换表达式，再代入式(12)得

$$X(s)=\frac{1}{s^2+2\zeta\omega_n s+\omega_n^2}\left[\frac{a_2\pi t_1(1+\mathrm{e}^{-st_1})}{\pi^2+s^2t_1^2}-\frac{a_4\pi t_2\mathrm{e}^{-st_1}(1+\mathrm{e}^{-st_2})}{\pi^2+s^2t_2^2}\right] \tag{14}$$

式(14)即为图 5 所示冲击环境输入激励下在拉氏域表示的被试设备的位移响应表达式。为了由 $X(s)$ 求出所需要的响应 $x(t)$，对 $X(s)$ 进行拉氏反变换，$x(t)$ 可表示为：

$$x(t)=L^{-1}X(s)=\frac{1}{2\pi i}\int_{s-\infty i}^{s+\infty i}X(s)\mathrm{e}^{st}\mathrm{d}s\qquad t>0 \tag{15}$$

通过式(15)即可求得图 4 所示的被试设备分析模型在不同冲击环境下的位移响应。

3 理论分析的合理性验证

为验证上述浮动冲击平台力学模型理论分析的合理性，建立美国中型浮动冲击平台有限元模型，通过 ABAQUS 软件进行水下爆炸模拟分析。浮动冲击平台为双层底结构形式，内底和外底之间通过纵桁和实肋板连接，四周为抗冲击围壁，采用箱形梁加强，在内底板之上安装甲板模拟器。在此以 30 t 舰载增压锅炉为例，在有限元建模中将增压锅炉处理为变形体，安装于甲板模拟器之上。浮动冲击平台外部水域半径取为平台半宽的 4 倍，单元类型选为 ABAQUS 中的声介质单元 AC3D4，各模型组装之后如图 6 所示。

按照 MIL-S-901D 中规定的设备考核工况，采用冲击因子最大的工况进行水下爆炸数值模拟分析，得到增压锅炉和甲板模拟器接触处的垂向响应加速度，如图 7 中蓝色实线所示，红色虚线为 300 Hz 低通滤波之后的加速度时历曲线。在水下爆炸初始阶段，冲击波先作用于浮动冲击平台底部，甲板模拟器

并无响应。大约在 1.5 ms 时，甲板模拟器开始有响应，并迅速达到响应峰值，之后由于数值模拟模型中有阻尼的影响，加速度随时间变化而逐渐衰减。由滤波之后的加速度响应时历曲线也可以看出，甲板模拟器上节点加速度响应由高频慢慢向低频过渡，同时响应峰值也渐渐衰减。从结构动力学及机械振动理论中可知，对承受冲击载荷的结构来说，阻尼对控制结构的最大反应就显得不太重要了。因为在冲击载荷下，很短的时间内结构就达到了最大反应，在这之前，阻尼力还来不及从结构吸收太多的能量。然而，如果所分析的是系统在相当长时间内的响应，则必须考虑系统的阻尼。因此只分析设备响应峰值可不考虑结构的阻尼，而在研究系统长时间内的响应时，必须考虑系统的阻尼。

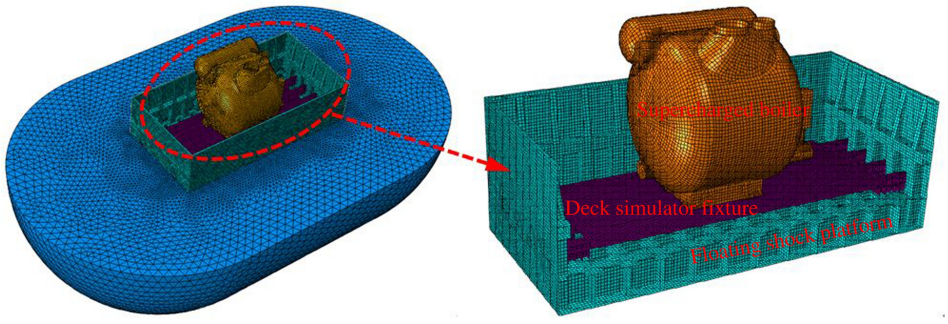

图 6 增压锅炉安装于浮动冲击平台甲板模拟器之上

Fig. 6 Supercharged boiler mounted on the deck simulator fixture of floating shock platform

根据甲板模拟器的垂向加速度响应，计算时间取为 0.1 s，得到甲板模拟器提供给增压锅炉的冲击环境为：谱位移 5.67 cm，谱速度 3.30 m/s，谱加速度 296 g。根据上节被试设备理论分析模型，将增压锅炉所受冲击环境加载到图 4 所示的力学模型上，由于浮动冲击平台中的甲板模拟器刚度 k 和阻尼 c 的确定较为繁琐，在此不作为研究重点。根据 30 t 考核质量设备，取 $k=20$ MN/m，阻尼比 $\zeta=0.1$，对其响应进行理论分析，同时与数值模拟计算得到的结果进行对比。数值模拟和理论计算得到的被试设备位移响应如图 8 所示。

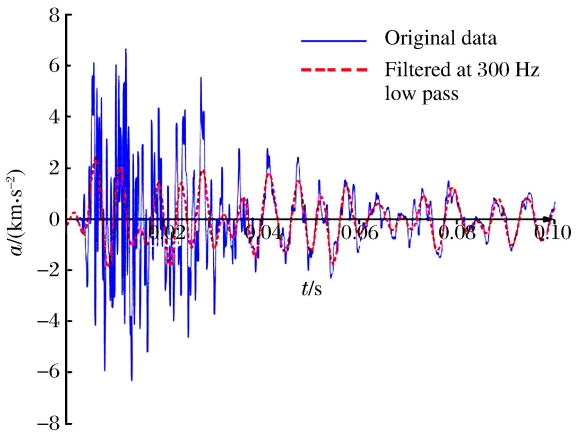

图 7 垂向响应加速度时历曲线

Fig. 7 Acceleration time history of vertical response

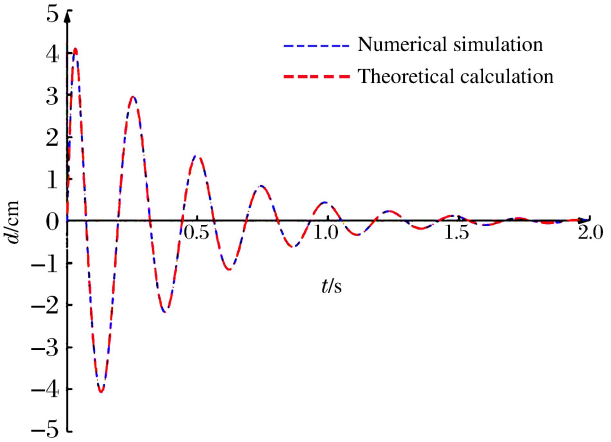

图 8 数值模拟和理论计算结果对比

Fig. 8 Results comparison of numerical simulation and theoretical calculation

从图 8 可以看出，数值模拟结果和理论计算结果完全吻合，从而验证了本文浮动冲击平台力学模型理论分析的正确性。在甲板模拟器提供给被试设备的冲击环境下，被试设备的最大位移响应为 4.0 cm。与图 7 变化规律类似，被试设备位移响应迅速达到最大值，随时间变化而逐渐衰减，同时响应频率也由高频向低频慢慢过渡。冲击激励输入之后，由于系统阻尼的存在，被试设备最终位移趋于零。

在浮动冲击平台、甲板模拟器及被试设备的三自由度系统中，由于模型刚度、阻尼系数及浮动冲击

平台受到的水下爆炸冲击载荷难以确定，同时存在刚度的非线性等问题，最后整个模型简化为在不同冲击环境下有阻尼单自由度系统的冲击响应求解。根据式(14)～(15)可快速求出被试设备在不同冲击环境下的位移响应，对被试设备在浮动冲击平台考核实验中的位移响应进行初估，指导甲板模拟器刚度的设计及浮动冲击平台水下爆炸实验的进行。

4 结 论

对浮动冲击平台中被试设备的响应进行了数值模拟和理论分析，考虑了为满足弹性安装设备安装频率要求的甲板模拟器辅助结构，对浮动冲击平台考核设备的机理进行了研究。在水下爆炸冲击作用下，安装甲板模拟器的浮动冲击平台被试设备考核系统可简化为有阻尼的三自由度强迫振动模型。在对被试设备响应分析时，可根据浮动冲击平台提供给设备的冲击环境，按照本文的理论方法对设备的响应进行快速求解。在水下爆炸初始冲击阶段，设备响应迅速达到最大值，随时间的变化响应峰值逐渐衰减，振动频率也由高频向低频过渡。在分析被试设备响应峰值时可不考虑结构的阻尼，而在分析系统长时间的响应时必须考虑阻尼的影响。所研究内容及分析方法可对浮动冲击平台的建设及重型舰载设备考核中被试设备响应的分析提供参考。

参考文献：

[1] 王贡献，胡吉全，汪玉，等. 舰船设备水下爆炸冲击模拟器机理与仿真[J]. 华中科技大学学报：自然科学版，2008，36(7)：124-128.
Wang Gong-xian，Hu Ji-quan，Wang Yu，et al. Numerical modeling and mechanism of a simulator for underwater explosion shock loads on warship equipments[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology：Natural Science Edition，2008，36(7)：124-128.

[2] MIL-S-901D，Shock tests，high impact shipboard machinery equipment and systems，requirements[S]. US NAVY，1989.

[3] 李国华，李玉节，张效慈. 浮动冲击平台水下爆炸冲击谱测量与分析[J]. 船舶力学，2000，4(2)：51-60.
Li Guo-hua，Li Yu-jie，Zhang Xiao-ci，et al. Shock spectrum measurement and analysis of underwater explosion on a floating shock platform[J]. Journal of Ship Mechanics，2000，4(2)：51-60.

[4] 郑长允，赵鹏远，赵红光，等. 设备缓冲平台在水下爆炸载荷作用下冲击响应分析[J]. 科技导报，2012，30(18)：37-40.
Zheng Chang-yun，Zhao Peng-yuan，Zhao Hong-guang，et al. Shock response of buffer platform for equipment in under-water explosion[J]. Science and Technology Review，2012，30(18)：37-40.

[5] 张玮. 利用浮动冲击平台考核舰用设备抗冲击能力的数值仿真研究[J]. 振动与冲击，2010，29(12)：60-63.
Zhang Wei. Numerical simulation for shock resistivity of shipboard equipment on floating shock platform[J]. Journal of Vibration and Shock，2010，29(12)：60-63.

[6] Kwon J I，Lee S G，Chung J H. Numerical simulation of MIL-S-901D heavy weight shock test of a double resiliently mounted main engine module[J]. Journal of the Society of Naval Architects of Korea，2005，42(5)：499-505.

[7] 梁卓中，陈立贤. 应用美规 MIL-STD-901D 标准水中爆震平台进行船舰重装备之抗震能力分析[J]. 科学与工程技术期刊，2009，5(2)：35-50.
Liang Zhuo-zhong，Chen Li-xian. Heavyweight shock-resistant shipboard equipment：A numerical study using an MIL-STD-901D floating shock platform[J]. Journal of Science and Engineering Technology，2009，5(2)：35-50.

[8] 杨莉，杜俭业，杜志鹏，等. 水下爆炸冲击作用下浮动冲击平台试验安全性[J]. 噪声与振动控制，2012(6)：23-25.
Yang Li，Du Jian-ye，Du Zhi-peng，et al. Security analysis for floating shock platform test subjected to underwater explosion[J]. Noise and Vibration Control，2012(6)：23-25.

[9] 张爱国. 大型舰船水下爆炸结构安全性研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学，2008：66-70.

[10] 朱石坚，何琳. 船舶机械振动控制[M]. 北京：国防工业出版社，2006：17-32.

[11] Zhang A-man，Zhou Wei-xing，Wang Shi-ping，et al. Dynamic response of the non-contact underwater explosions on naval equipment[J]. Marine Structures，2011，24(4)：396-411.

[12] Li J, Rong J L. Experimental and numerical investigation of the dynamic response of structures subjected to underwater explosion[J]. European Journal of Mechanics, 2012,32:59-69.

Response analysis of shipboard equipment under test on floating shock platform

Wang Jun[1,2], Yao Xiong-liang[1], Guo Jun[1]

(1. *College of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University, Harbin* 150001, *Heilongjiang, China*;
2. *The* 719 *Research Institute of CSIC, Wuhan* 430064, *Hubei, China*)

Abstract: For the study of the mechanism of shipboard equipment on floating shock platform with installation of deck simulator fixture, the numerical simulation and theoretical analysis were carried out through building the finite element model and the mechanical model of the entire system. According to the vertical lowpass filtering characteristics of the deck structure from the hull, the function of the deck simulator fixture which can reduce the impact of high-frequency percussion and meet the requirements of equipment mounting frequency was put forward. The examining system of ship board equipment under test on floating shock platform was simplified to a damping forced vibration model of the three-axis system. The response of the shipboard equipment in different shock environments was calculated by Laplace transform. The results show that the numerical simulation is consistent with the theoretical calculation. The response of the equipment under test increases rapidly to maximum and then decays with time, and the vibration frequency transforms from high to low frequency. The damping effect should be considered when analyzing the long-term response of the examining system of the equipment under test on floating shock platform.

Key words: mechanics of explosion; equipment response; FEM; floating shock platform; deck simulator fixture

(责任编辑　曾月蓉)