

文章编号: 1001-1455(2009)04-0375-05

基于船体与设备一体化的设备抗冲击阈值*

张阿漫^{1,2}, 周其新¹, 姚熊亮¹, 郭百森¹, 闻雪友²

(1. 哈尔滨工程大学船舶工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘要: 为了确定设备抗冲击阈值, 基于主从系统耦合振动理论, 以船用增压锅炉、齿轮箱为研究对象, 将船体与设备的一体化抗冲击数值实验的数值统计特征进行分析。通过大量算例结果分析, 提出将冲击作用下设备应力响应标准差作为设备失效判据, 并给出了设备冲击作用下应力响应标准差最大值计算经验公式。

关键词: 固体力学; 抗冲击阈值; 一体化分析; 船用设备

中图分类号: O342; U661.4

国标学科代码: 130 · 1565

文献标志码: A

1 引言

舰船设备在工作环境中不可避免遭受冲击作用, 提高舰用设备抗冲击性能是提高舰船生命力的关键工作之一。尚未形成一套成熟的计算方法, 并且缺乏相应的冲击实验及实船实验数据资料。所以设备抗冲击研究的首要任务是摸清主要舰用设备的抗冲击阈值, 找出舰用设备薄弱环节, 进而在此基础上开展相应的改进工作。

目前, 舰船设备的抗冲击阈值描述仅限于设备本身冲击输入, 主要通过冲击试验机或浮动式冲击平台对设备进行校核^[1-3], 割裂了设备与船体结构之间的联系。本文中基于主从系统耦合振动理论, 采用数值实验手段对某船用大型设备(增压锅炉、齿轮箱)进行船体与设备一体化抗冲击数值特征分析, 对比分析结果提出, 将冲击作用下设备应力响应标准差作为设备失效判据, 给出设备冲击作用下应力响应标准差最大值计算经验公式, 试图为船用设备抗冲击相关研究提供参考。

2 船体与设备一体化抗冲击数值特征

借助统计分析方法, 对一体化冲击实验的大量算例结果进行分析, 结果表明冲击作用下不同时刻设备应力场服从对数正态分布, 即冲击作用下不同时刻设备应力场概率密度函数形式为

$$f(s) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma s} \exp\left[-\frac{(\ln s - \mu)^2}{2\sigma^2}\right] & s > 0 \\ 0 & s \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: s 表示冲击作用下设备应力响应值, Pa; μ 和 σ 分别是 $\ln s$ 的均值和标准差, Pa。称 μ 、 σ 分别为应力响应均值和应力响应标准差, 且 $-\infty < \mu < \infty, \sigma > 0$ 。

2.1 一体化抗冲击数值特征

考虑螺栓刚性联接与减振器弹性联接等 2 种方式, 针对不同排水量船体($\Delta \leq 4000$ t)、不同质量设备($m \geq 36$ t)选取不同冲击因子进行计算, 大量算例结果均表明: 某一冲击因子下无论设备失效与否, 应力响应均值 μ 随时间均不发生变化; 而对于应力响应标准差 σ , 若设备未失效(设备应力响应不超过材料屈服极限^[4]), 则随时间近似不变, 若设备失效(设备应力响应超过材料屈服极限)则在设备破坏时刻发生突变。以增压锅炉、齿轮箱为例对这一规律进行阐述。

对增压锅炉一体化抗冲击数值实验结果进行分析, 不同冲击因子 c 下船用增压锅炉应力响应均值 μ 、应力响应标准差 σ 随时间变化曲线如图 1 所示。

* 收稿日期: 2008-02-25; 修回日期: 2009-01-20

基金项目: 国际科技合作项目(2007DFR80340); 国家自然科学基金项目(50779007, 50809018);

国家自然科学基金青年科学基金项目(50809018); 中国博士后科学基金特别项目(200801104);

哈尔滨市科技创新专项基金项目(RC2008QN013001)

作者简介: 张阿漫(1981—), 男, 博士, 副教授。

由图 1 可知,无论增压锅炉冲击作用下失效与否,其应力响应均值随时间近似不变。当 $c=0.40, 0.45, 0.53$ 时,冲击作用下结构未失效,应力响应标准差随时间近似不变;当 $c=0.63, 0.79, 1.05$ 时,冲击作用下结构分别在时刻 $t=62, 44, 42$ ms 失效,应力响应标准差在增压锅炉结构开始破坏的时刻发生突变。

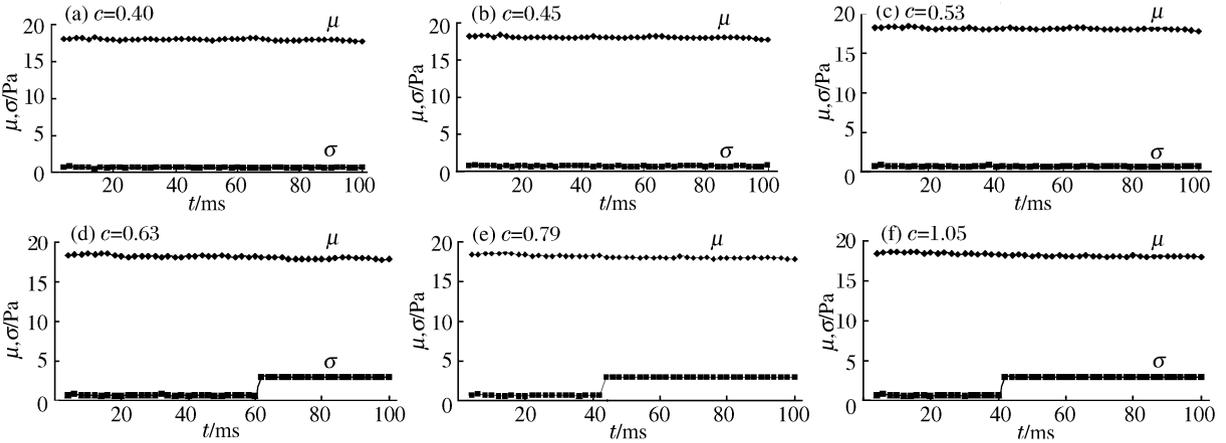


图 1 不同冲击因子下增压锅炉应力响应统计特征值随时间变化曲线

Fig. 1 Stress statistical characteristics varied with time of the supercharged boiler for different shock factors

对齿轮箱一体化抗冲击数值实验结果进行分析,不同冲击因子下船用齿轮箱应力响应均值 μ 、应力响应标准差 σ 随时间变化曲线如图 2 所示。

由图 2 可知,无论齿轮箱冲击作用下失效与否,其应力响应均值随时间都近似不变。当 $c=0.40, 0.45, 0.53, 0.63$ 时,冲击作用下结构未失效,应力响应标准差随时间近似不变;当 $c=0.79, 1.05$ 时,冲击作用下结构分别在时刻 $t=32.28$ ms 失效,应力响应标准差在齿轮箱结构开始破坏的时刻发生突变。

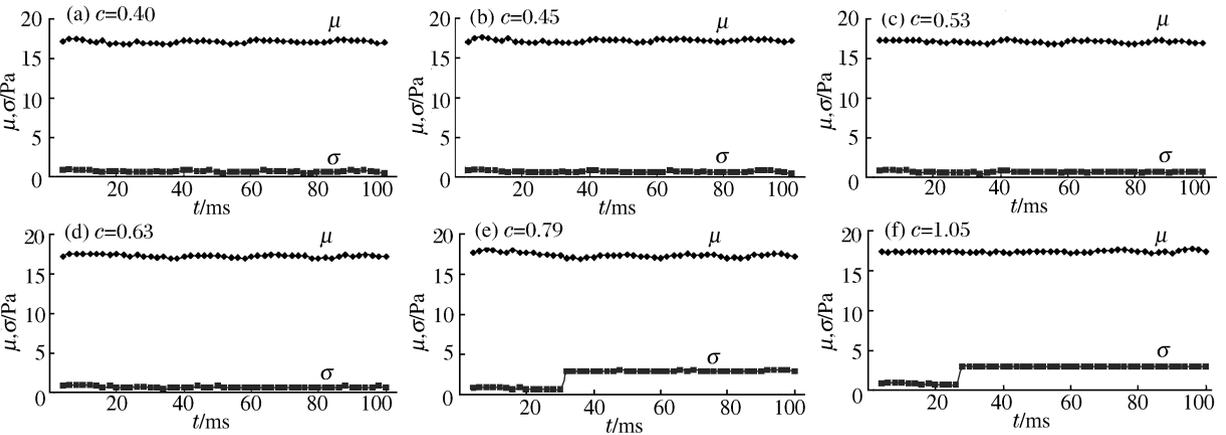


图 2 不同冲击因子下齿轮箱应力响应统计特征值随时间变化曲线

Fig. 2 Stress statistical characteristics varied with time of the gear case for different shock factors

可见,应力响应均值是描述设备应力响应的静态量,应力响应标准差是描述设备应力响应的动态量,比均值更好地刻画冲击作用下设备的应力动态响应特性。若依据德军标 BV0430-85 将设备材料屈服极限作为冲击失效判据,则需要经有限元计算求得设备应力响应方可判断设备失效与否,不便于工程应用。本文将冲击作用下设备应力响应标准差作为设备失效判据,认为某一冲击因子下,若设备应力响应标准差最大值超过阈值,则设备失效。且通过大量数值实验结果分析,可以给出应力响应标准差最大值计算经验公式及应力响应标准差阈值建议值。

2.2 应力响应标准差最大值计算经验公式

船用设备冲击作用下应力响应标准差数值大小与描述冲击输入的冲击因子直接相关,同时与海底质地有关,即

$$\sigma \propto k^p c^q \tag{2}$$

式中: σ 为某冲击因子下某船用设备应力响应标准差最大值; k 为海底反射因数,对于硬质海底取 1.5,对于软质海底取 1.2^[5]; c 为冲击因子; p, q 为指数。

应力响应标准差数值大小与船体结构相关,选取纵桁间距、肋骨间距、外板厚度、排水量、船体材料参数、方形系数描述船体结构。大量数值实验结果分析表明:纵桁间距、肋骨间距越大,船体结构抗冲击能力越弱,应力响应标准差越大;外板厚度、排水量、船体材料屈服极限越大,船体结构抗冲击能力越强,应力响应标准差越小;方形系数越大,船体水下体积越肥大,冲击波作用下船底有效承载面积越大,此时应力响应标准差越小。有

$$\sigma \propto D^f d^g \delta^{-h} \Delta^{-i} \sigma_c^j C_b^l \tag{3}$$

式中: D 为船体纵桁间距,m; d 为船体肋骨间距,m; δ 为船体外板厚度,m; Δ 为船体排水量,kg; σ_c 为船体材料参数,Pa; C_b 为方形系数; $f、g、h、i、j、l$ 为指数。

应力响应标准差数值大小还与设备结构有关,选取设备截止频率^[6]、材料参数、质量、设备位置参数(距船体基线的高度、设备沿船长方向相对药包位置)描述设备结构影响。大量数值实验结果分析表明:设备截止频率越高,设备抗冲击时危险区域分布范围将越大,抗冲击能力越小,应力响应标准差越大;设备材料屈服极限、质量越大,抗冲击能力越大,应力响应标准差越小;另外,设备距船体基线高度越高,沿船长方向相对药包距离越远,应力响应标准差越小。有

$$\sigma \propto f_c^n \sigma_s^r m^{-u} f(z, x - x_0) \tag{4}$$

式中: f_c 为设备截止频率,Hz; σ_s 为设备材料屈服极限,Pa; m 为设备质量,kg; z 为设备距船体基线高度,m; x 为设备沿船长方向位置坐标,m; x_0 为药包爆心沿船长方向位置坐标,m; $f(z, x - x_0)$ 为描述设备距船体基线高度及其与药包爆心间沿船长方向间距对应力响应标准差影响的函数; $n、r、u$ 为指数。

对不同冲击因子下不同设备($m \geq 36$ t)选取不同排水量船舶($\Delta \leq 4\ 000$ t)进行一体化抗冲击分析,总结分析结果,综合考虑式(3)~(4),通过公式回归并结合量纲分析得到应力响应标准差最大值计算经验公式

$$\sigma = k c^5 c_s c_e \tag{5}$$

式中: σ 为设备应力响应标准差最大值; k 为海底反射因子; c 为冲击因子; c_s 为船体影响因子; c_e 为设备影响因子。

船体影响因子为

$$c_s = k_s \frac{D^2 d^2}{\delta \sqrt{\sigma_c} \Delta^{0.5}} C_b \times 10^6 \tag{6}$$

式中: k_s 为船体修正因数,与排水量、设备重量、冲击因子相关,不同 m/Δ 、冲击因子一体化抗冲击分析结果得到的船体修正因数 k_s 如图 3(a)所示。图中 $m/\Delta=0.01、0.05$ 时不同冲击因子下船体修正因数 k_s 适用于螺栓刚性联接设备抗冲击计算, $m/\Delta=0.02、0.06$ 时不同冲击因子下船体修正因数 k_s 适用于减振器弹性联接设备抗冲击计算。

设备影响因子为

$$c_e = k_e \frac{f_c^4}{\sqrt{\sigma_s} m^{0.5}} \exp\left(-\frac{z}{H} - \frac{|x - x_0|}{L}\right) \tag{7}$$

式中: k_e 为设备修正系数,与排水量、设备重量、冲击因子相关,不同 m/Δ 、冲击因子一体化抗冲击分析结果得到的设备修正因数 k_e 如图 3(b)所示。图中, $m/\Delta=0.01、0.05$ 时不同冲击因子下设备修正因数 k_e 适用于螺栓刚性联接设备抗冲击计算, $m/\Delta=0.02、0.06$ 时不同冲击因子下设备修正因数 k_e 适用于减振器弹性联接设备抗冲击计算。 H 为船体型深; L 为水线间长。

由图 3(a)可见,中远场水下爆炸时,随着冲击因子的增大,船体修正因数 k_s 均减小,且衰减速度较快;中近场水下爆炸时,随着冲击因子的增大,船体修正因数 k_s 也减小,但衰减速度明显减缓。由图 3(b)可见,中远场水下爆炸时,随着冲击因子的增大,设备修正因数 k_e 增大;中近场水下爆炸时,随着冲击因子的增大,设备修正因数 k_e 减小。可认为该现象主要原因在于远场水下爆炸的主要后果是冲击波,近场水下爆炸的主要后果是弹性前驱波。对于弹性前驱波,纵波在钢中传播的速度达 5 140 m/s,横波在钢中传播的速度达 3 190 m/s,而水中冲击波以声速传播,约 1 500 m/s,故钢结构中弹性前驱波传播速度比水中冲击波传播速度大,从而导致水下爆炸时船用设备冲击环境具有远场、近场差异性。

经验公式适用于排水量 $\Delta \leq 4\ 000$ t、船舶所载用的质量 $m \geq 36$ t 的设备抗冲击性能评估。若已知某船及船用设备相关参数,即可对图 3 进行插值,

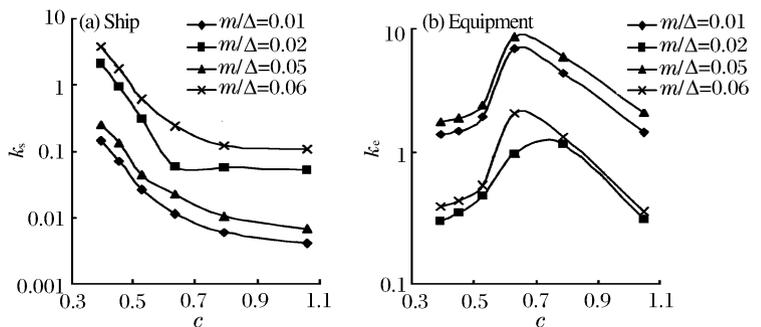


图 3 修正系数

Fig. 3 Correction factors varied with shock factors

通过经验公式计算并与应力响应标准差阈值相比较,从而判断某一冲击输入下设备是否失效,对船用设备进行抗冲击性能评估。

3 基于船体与设备一体化的设备抗冲击阈值

3.1 应力响应标准差阈值

为确定设备失效时应力响应标准差阈值 σ_{cr} ,考虑螺栓刚性联接与减振器弹性联接 2 种方式,针对不同排水量船体 ($\Delta \leq 4\ 000\ t$)、不同质量设备 ($m \geq 36\ t$) 选取某一范围冲击因子进行计算,得到不同 m/Δ 、不同冲击因子下设备应力响应标准差最大值如表 1 所示。表中, $m/\Delta = 0.01, 0.05$ 对应螺栓刚性联接, $m/\Delta = 0.02, 0.06$ 对应减振器弹性联接。不同 m/Δ 、不同冲击因子下设备失效情况如表 2 所示。

根据表 1 所列结果数据,参照表 2 所给出的设备失效情况,并结合大量数值分析实例,考虑不同联接方式的设备在相同 m/Δ 、不同冲击因子下失效情况的差异,采用求算术平均的方法确定阈值,建议阈值选取如下:对于螺栓刚性联接设备,应力响应标准差阈值 σ_{cr} 取为 1.9;对于减振器弹性联接设备,应力响应标准差阈值 σ_{cr} 取为 2.9。

表 1 不同冲击输入应力响应标准差最大值

表 2 不同冲击输入下设备失效情况

Table 1 Maximum value of stress standard deviation varied with shock input

Table 2 Failure situation of equipment for different shock factors

c	m/Δ			
	0.01	0.02	0.05	0.06
0.40	0.75	1.43	0.69	1.42
0.45	0.75	1.47	0.75	1.45
0.53	0.77	1.44	0.69	1.42
0.63	2.91	1.40	2.99	4.97
0.79	2.94	4.97	2.99	5.01
1.05	2.98	5.00	3.00	5.03

c	m/Δ			
	0.01	0.02	0.05	0.06
0.40	否	否	否	否
0.45	否	否	否	否
0.53	否	否	否	否
0.63	是	否	是	是
0.79	是	是	是	是
1.05	是	是	是	是

3.2 设备冲击失效判据

提出将冲击作用下设备应力响应标准差作为设备冲击失效判据,认为某一冲击因子下,若设备应力响应标准差最大值超过阈值则设备失效。即设备冲击失效判据为

$$\sigma > \sigma_{cr} \quad (8)$$

为便于工程应用,将式(8)所描述的设备冲击失效判据改写成以冲击因子的形式进行描述。将式(5)代入式(8),经推导整理,得到

$$c > \left(\frac{\sigma_{cr}}{kc_s c_e} \right)^{0.2} \quad (9)$$

定义临界冲击因子

$$c_{cr} = \left(\frac{\sigma_{cr}}{kc_s c_e} \right)^{0.2} \quad (10)$$

临界冲击因子 c_{cr} 表示某船用设备满足抗冲击要求所能承受的最大冲击因子。当描述舰船冲击环境的冲击因子大于临界冲击因子时,设备将失效,反之设备安全。以冲击因子形式表述的设备冲击失效判据为

$$c > c_{cr} \quad (11)$$

据此可对某船用设备抗冲击能力进行初步计算,从而实现无需有限元计算即可对设备抗冲击性能进行评估,便于工程应用。

4 结论

从主从系统耦合振动理论出发,采用船体与设备一体化抗冲击数值分析方法对船用增压锅炉、齿轮箱进行抗冲击时域分析,将计算结果与非一体化抗冲击分析结果进行了对比,并分析了船体与设备一体化抗冲击数值特征。发现应力响应均值随时间近似不变,某一冲击因子下若设备未失效,则应力响应标准差随时间也近似不变,若设备失效,则应力响应标准差在设备破坏时刻发生突变。并通过分析大量数值实验结果,得到设备在冲击作用下的应力响应标准差最大值计算经验公式,并建议将冲击作用下设备应力响应标准差作为设备失效判据。

参考文献:

- [1] 李国华, 李玉节, 张效慈, 等. 舰船设备冲击环境的能源研究[J]. 船舶力学, 1998, 2(1): 37-54.
LI Guo-hua, LI Yu-jie, ZHANG Xiao-ci, et al. Study of power source for shock environment of ship equipment [J]. Journal of Ship Mechanics, 1998, 2(1): 37-54.
- [2] 汪国和, 尹立国, 沈荣瀛, 等. 筏体和基础弹性对船舶设备冲击响应影响的试验分析[J]. 振动与冲击, 2006, 25(2): 109-112.
WANG Guo-he, YIN Li-guo, SHEN Rong-ying, et al. Experimental study on non-linear shock response of ship-board equipment in consideration of elasticity of raft body and base[J]. Journal of Vibration and Shock, 2006, 25(2): 109-122.
- [3] 李国华, 李玉节, 张效慈, 等. 气泡运动与舰船设备冲击振动关系的试验验证[J]. 船舶力学, 2005, 9(1): 98-105.
LI Guo-hua, LI Yu-jie, ZHANG Xiao-ci, et al. Experimental verification of relationship between bubble motion and shock vibration of ship equipment[J]. Journal of Ship Mechanics, 2005, 9(1): 98-105.
- [4] BV0430-85, 德国国防军舰建造规范-冲击安全性[S]. 科布伦茨: 联邦德国国防装备技术和采购局, 1987.
- [5] 姚熊亮, 张阿漫, 许维军. 声固耦合方法在舰船水下爆炸中的应用[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2005, 26(6): 707-712.
YAO Xiong-liang, ZHANG A-man, XU Wei-jun. Application of coupled acoustic-structural analysis to warship underwater explosion[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2005, 26(6): 707-712.
- [6] GJB 1060. 1-1991, 舰船环境条件要求机械环境[S]. 北京: 国防科学技术工业委员会, 1991.

Anti-shock threshold values of shipboard equipments based on ship hull and equipment integrated analysis

ZHANG A-man^{1,2}, ZHOU Qi-xin¹, YAO Xiong-liang^{1*},
GUO Bai-sen¹, WEN Xue-you²

- (1. College of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University,
Harbin 150001, Heilongjiang, China;
2. Harbin Marine Boiler and Turbine Research Institute,
Harbin 150036, Heilongjiang, China)

Abstract: Based on the theory for coupled vibrations of master-slave systems, by choosing shipboard supercharged boilers and gear cases as research objects, the numerical statistical characteristics of numerical experiments for ship hull and equipment integrated analysis were discussed to determine the anti-shock threshold values of shipboard equipments. The standard deviations of stress values for equipments subjected to shock load were put forward as the failure criteria of shipboard equipments through large numbers of exemplification analysis. And an empirical formula of the maximum value of standard deviation was given.

Key words: solid mechanics; anti-shock threshold; integrated analysis; shipboard equipment

* Corresponding author: YAO Xiong-liang

E-mail address: xiongliangyao@gmail.com