

DOI: 10.11883/bzycj-2020-0392

金属蜂窝夹层结构抗水下爆炸特性*

魏子涵^{1,2}, 赵振宇^{2,3}, 叶帆⁴, 裴轶群⁵, 王昕^{1,2}, 张钱城¹, 卢天健^{2,3}

1. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 陕西 西安 710049;
2. 南京航空航天大学多功能轻量化材料与结构工信部重点实验室, 江苏 南京 210016;
3. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室, 江苏 南京 210016;
4. 中国船舶及海洋工程设计研究院, 上海 200011;
5. 上海船舶工艺研究所, 上海 200032)

摘要: 金属蜂窝夹层结构是一种新型的舰船防护结构, 在舰船防护领域具有广阔的应用前景, 但目前缺乏对其在实际水下爆炸载荷作用下动态响应的研究。为研究金属蜂窝夹层结构在水下爆炸载荷作用下的动态响应及防护性能, 设计并制备了背板加筋蜂窝夹层结构样件以及相应的浮箱, 在大型露天水池中进行了水下实爆实验; 通过声固耦合算法对结构响应进行模拟, 实验结果与模拟结果吻合良好, 随后分析了蜂窝夹层板的变形过程及能量吸收特性, 量化了载荷参数(冲击因子)及结构参数(前后面板厚度比和芯体相对密度)对结构动态响应的影响; 最后, 以蜂窝夹层板的面密度和后面板中心点最大变形的无量纲量为目标函数, 使用 NSGA-II 遗传算法对结构进行了多目标优化, 得到对应的 Pareto 前沿。结果表明, 随着冲击因子的增大, 蜂窝夹层板整体变形显著增大, 蜂窝芯体始终是主要的吸能构件, 但其吸能占比逐渐降低; 随着前后面板厚度比或芯体相对密度的增加, 蜂窝夹层结构的最大变形呈现先降低后升高的趋势, 同时呈现不同的变形模式, 芯体相对密度对结构变形的影响更为显著; 对蜂窝夹层结构开展多目标优化可有效降低结构的面密度及最大变形, 优化结果可为蜂窝夹层结构的设计选型提供参考。

关键词: 蜂窝夹层结构; 水下爆炸; 声固耦合; 优化设计

中图分类号: O383.1 国标学科代码: 13035 文献标志码: A

Resistance of all-metallic honeycomb sandwich structures to underwater explosion shock

WEI Zihan^{1,2}, ZHAO Zhenyu^{2,3}, YE Fan⁴, PEI Yiqun⁵, WANG Xin^{1,2}, ZHANG Qiancheng¹, LU Tianjian^{2,3}

1. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China;
2. MIIT Key Laboratory of Multifunctional Lightweight Materials and Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, Jiangsu, China;
3. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, Jiangsu, China;
4. Marine Design and Research Institute of China, Shanghai 200011, China;
5. Shanghai Shipbuilding Technology Research Institute, Shanghai 200032, China)

Abstract: All-metallic honeycomb sandwich structure is a new kind of ship protection structure, which has a broad application prospect in the field of ship protection. However, there is not enough research on the dynamic response of honeycomb

* 收稿日期: 2020-10-16; 修回日期: 2021-01-14

基金项目: 国家自然科学基金(11972185, 12002156, 12072250); 中国博士后科学基金(2020M671473); 特种车辆及其传动系统智能制造国家重点实验室开放基金(GZ2019KF015)

第一作者: 魏子涵(1996—), 男, 硕士, wzh123@stu.xjtu.edu.cn

通信作者: 赵振宇(1986—), 男, 博士, sufengxing@foxmail.com

卢天健(1964—), 男, 博士, 教授, tjlu@nuaa.edu.cn

sandwich structures under an actual underwater explosion load. The dynamic behavior and protective performance of honeycomb sandwich structures subjected to the underwater explosion load were investigated, both experimentally and numerically. A backplane stiffened honeycomb sandwich structure and the corresponding buoyant box were designed and fabricated for the subsequent experimental study in a large open water pool. The structural response was numerically simulated by using the coupled acoustic-structural approach (integrated in commercial FE code ABAQUS/Explicit). The numerical simulation results are in good agreement with the experimental measurements. Then, the deformation process and energy absorption characteristics of the honeycomb sandwich structure subjected to underwater explosion load were investigated. The effects of the load parameter (impact factor) and two geometric parameters (i.e., facesheet thickness ratio and core relative density) on the dynamic response of the sandwich structure were analyzed. Finally, the Pareto optimal designs with minimize value of non-dimensional areal density and minimize value of non-dimensional maximum deformation of the central point on back facesheet were obtained by using the NSGA-II algorithm. The results show that with the increase of the impact factor, the overall deformation of the structure increases significantly. The honeycomb core is the main energy absorbing substructure during this process, and its energy absorption ratio gradually decreases. With the increase of either face sheet thickness ratio or core relative density, the deformation of the structure first decreases and then increases, accompanied by changes in deformation modes. The influence of core relative density is more significant. The optimized structures obtained from multi-objective optimal design effectively reduce the areal density and the maximum deformation, which can be used as a reference for the future design of honeycomb sandwich structures.

Keywords: honeycomb sandwich; underwater explosion; coupled acoustic-structural simulation; optimal design

随着各类水下武器爆炸威力的提升, 舰船在现代战争中的生存环境日趋恶劣, 海上作战的保障能力受到前所未有的挑战, 舰船结构的抗爆抗冲击能力成为衡量舰船生命力最重要的技术指标, 如何提升舰船的防护能力是各国海军的研究重点^[1]。

舰船底部是主机、武器装备等的工作平台, 也是容易遭受水下武器攻击的重点部位, 底部结构的抗水爆性能对舰船生命力尤其重要。目前, 舰船水下外板的单元形式多为加筋板架结构, 与其相关的研究开展相对较早, 研究成果也较为丰富^[2-8]。然而, 承受水下爆炸载荷时, 由于船底结构的加强筋较强, 加强筋与面板变形的量值不一致: 面板会出现较大的局部凹陷, 冲击载荷较强时面板发生撕裂破坏, 而加强筋不完全破坏^[9], 结构本身的防护性能未得到充分发挥。在这种情况下, 金属夹层结构以其轻质、高强、高效吸能、可设计性强等优点成为一种新型的舰船防护结构, 引起了广泛关注。以金属四方蜂窝夹层结构为例, 相关研究包括理论、模拟及实验 3 个方面。理论和模拟方面, Fleck 等^[10]将夹层结构在爆炸冲击载荷作用下的响应过程分为流固耦合、芯体压溃和整体弯曲/拉伸变形 3 个阶段。张延昌等^[11]、王自力等^[12]以某舰船中部双层船底板架结构单元为研究对象, 研究了四方蜂窝夹层板在水下爆炸冲击波作用下的变形损伤、能量吸收及运动响应, 发现蜂窝夹层板在水下冲击波作用下的最大变形仅是等质量传统加筋板架结构的 2/3~1/3, 在一定程度上改善了冲击环境, 具有优越的防护性能。Xue 等^[13]对比了几种不同芯层的夹层结构在水下爆炸冲击波载荷下的位移响应, 在载荷冲量相同时, 发现四方蜂窝和波纹夹芯结构的后面板位移小于等质量的实心金属面板和三维金字塔点阵夹芯结构。实验方面, Wadley 等^[14]设计了圆柱形水下爆炸冲击波模拟装置, 对四方蜂窝夹层板在水下冲击波作用下的响应展开了实验研究, 并与有限元分析结果进行对比, 揭示了结构的变形过程和破坏模式。此外, Mori 等^[15]、任鹏^[16]采用非药式水下冲击波加载装置, 开展了蜂窝夹层结构在水下爆炸冲击波作用下响应的实验研究。然而, 上述研究中多采用简化装置近似模拟水下爆炸冲击波载荷, 受限于实验装置, 试件尺寸较小, 且多为圆形, 无法真实地反映应用于舰船的夹层结构在实际冲击环境(舰船水下爆炸)下的动态响应。因此, 有必要开展相关的水下实爆实验, 以更进一步探究蜂窝夹层板的防护性能。

本文中, 以背板加筋的金属四方蜂窝夹层结构为研究对象, 首先设计并制造样件, 制定相应的水下实爆实验方案并进行实验。随后, 通过实验和有限元相结合的手段进一步研究结构的变形模式和动态

响应, 量化载荷参数和关键几何参数对结构防护性能的影响。最后, 以结构面密度和后面板变形的无量纲量为目标函数, 对结构进行多目标优化设计, 得到对应的 Pareto 前沿。

1 实验设计

1.1 实验方案

水下实爆实验布置如图 1 所示, 此实验在露天水池中开展, 实验使用的药包为 TNT 球形装药。为减少气泡载荷对结构动态响应的影响, 药包侧面正对蜂窝夹层结构爆炸。由于实验场地的尺寸足够大, 忽略水池边缘及底部反射的冲击波对结构响应的影响。

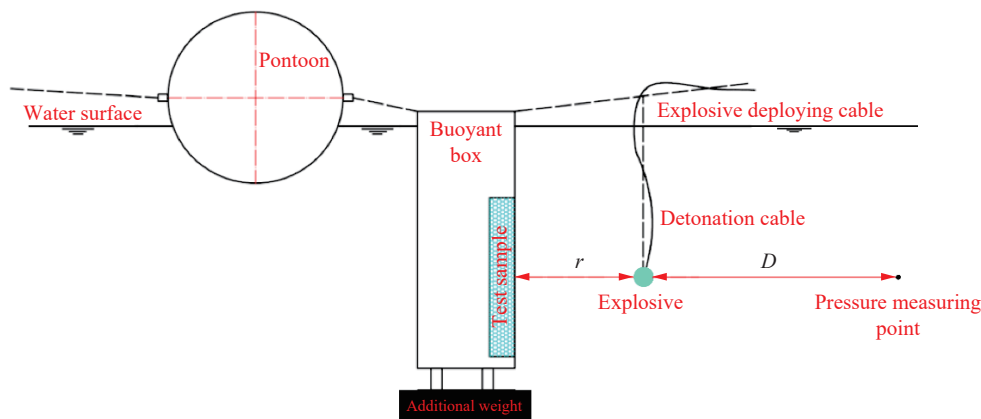


图 1 水下爆炸实验布置

Fig. 1 Layout of underwater explosion experimental setup

实验装置包括浮筒、绳索、配重、试样、药包布防绳、起爆缆等。其中, 浮筒不仅用于帮助调整浮箱位置, 还可在试样出现破损时起到保护作用, 确保装置能顺利地入水和出水; 浮箱是实验的基础平台, 其详细尺寸及作用将在 1.3 节叙述; 配重通过缆绳与浮箱连接, 主要用于调整整个实验装置的重心位置及重力, 进而调整吃水深度及浮态; 药包布防绳用于布放 TNT 药包。本实验的 TNT 当量 W 为 5 kg, 爆距 r 为 3.2 m, TNT 药包中心置于水深 2 m 处。此外, 在与药包水平相距 $D = 6$ m 处 (压力测点处) 布放一个压力传感器, 用于测量水下爆炸冲击波的压力时程曲线。

1.2 实验样件

实验样件由蜂窝夹层板、加筋板及 T 形梁等 3 部分组成, 长 2.24 m, 宽 1.50 m, 如图 2 所示。图 3 给出了蜂窝夹层板及其代表性体积单元的示意图。将迎爆面面板定义为前面板, 背爆面面板定义为后面板, 则蜂窝夹层板由前/后面板、四方蜂窝芯体及四周的封板组成。前/后面板的材料选用船用高强钢, 蜂窝芯体及封板的材料选用 304 不锈钢, 两种钢材的密度相同, 用 ρ 表示。前/后面板长 $a = 1.38$ m, 宽 $b = 1.00$ m。前面板厚度 $w_1 = 6$ mm, 后面板厚度 $w_2 = 3$ mm。蜂窝芯体高度 $H_c = 60$ mm, 芯板及四周封板的厚度 $w_c = 0.8$ mm, 蜂窝芯体的单胞长度 $L = 83$ mm。蜂窝芯体的相对密度 $\bar{\rho}_c$ 及蜂窝夹层板的面密度 \bar{M} 可分别表示为:

$$\bar{\rho}_c = \frac{2w_c L - w_c^2}{L^2} \quad (1)$$

$$\bar{M} = \rho \bar{\rho}_c H_c + \rho (w_1 + w_2) \quad (2)$$

本实验样件的芯体相对密度 $\bar{\rho}_c$ 为 0.019, 蜂窝夹层板的面密度 \bar{M} 为 79 kg/m^2 。为便于蜂窝夹层板与浮箱相连接, 在其前面板的上下缘焊接有衬板, 如图 2 所示。蜂窝芯体由格栅方形条拼接而成, 格栅方形条之间通过激光焊接连接, 如图 4 所示。前/后面板与蜂窝芯体之间的连接同样通过激光焊接完成, 封板与蜂窝夹层板之间则通过氩弧焊焊接。蜂窝夹层板的外围为传统加筋板架结构 (舰船底部结构)。采

用气体保护焊焊接加筋板和 T 形梁, 其中加筋板的加筋为 L 形钢, 其腹板高 92 mm、厚 6 mm, 翼板宽 24 mm、厚 9 mm。T 形梁分为横向和纵向两种。与加筋板面板相连接的横向 T 形梁(见图 2), 其腹板高 200 mm、厚 6 mm, 翼板宽 100 mm、厚 8 mm。与蜂窝夹层板后面板相连接的横向 T 形梁和纵向 T 形梁(见图 2), 其腹板高为 137 mm, 其余尺寸不变。

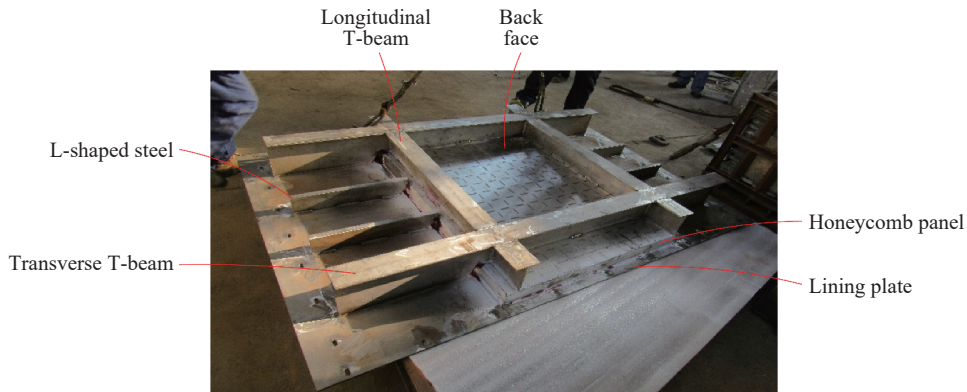
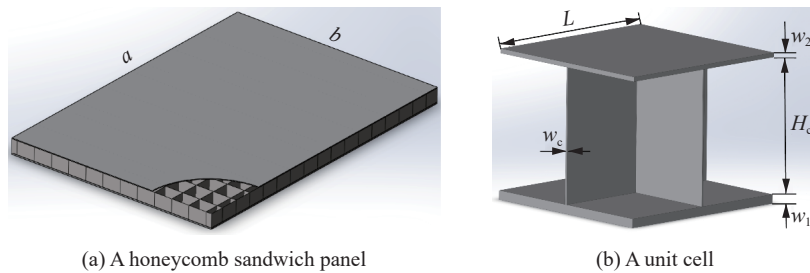


图 2 实验样件
Fig. 2 A sample for underwater explosion experiment



(a) A honeycomb sandwich panel (b) A unit cell

图 3 蜂窝夹层板及其代表胞元示意图

Fig. 3 Schematics of a honeycomb sandwich panel and its unit cell

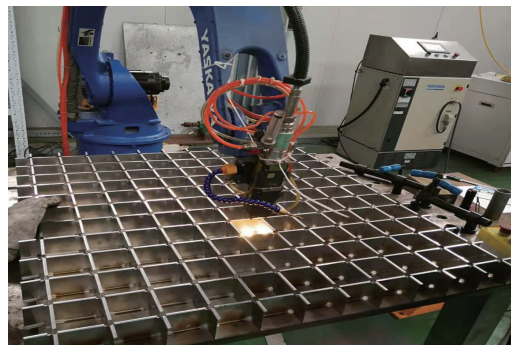


图 4 四方蜂窝芯体的制备

Fig. 4 Fabrication of square honeycomb cores

1.3 实验浮箱设计

本次实验的爆距较近, 为减小水下爆炸产生的气泡对结构响应的影响, 实验设计为 TNT 药包侧面正对样件爆炸。由此设计了对应的浮箱, 浮箱为长 2.0 m、高 3.3 m、宽 1.0 m 的长方体箱体结构, 材料选用 304 不锈钢, 浮箱的面板厚度为 12 mm。为防止浮箱在爆炸冲击波作用下产生破坏, 在浮箱周围焊接有宽 120 mm、厚 12 mm 的加强筋, 其空间分布如图 5 所示。实验时, 为防止水下爆炸产生的水柱从上方

灌入浮箱, 在浮箱上加封盖。在浮箱侧面留置开口, 以便将其与试样连接。浮箱与试样之间通过 32 个 M10 螺栓连接; 为保证水密性, 在浮箱与试样之间设置橡胶垫圈。为保证试样四周的边界条件一致, 在开口上侧的样件与浮箱连接处焊接有隔板, 隔板上同样焊接有加强筋。另外, 在开口上、下侧各焊接有 3 个工字钢, 以便在样件变形时对样件的边界部分起到支撑作用, 从而防止样件与浮箱之间的连接螺栓被剪断。本次实验中, 浮箱的主要功能如下: (1) 作为支撑平台, 对试样起到一定的固定作用, 同时使得后者达到并保持在水下预定位置; (2) 内空的箱体结构为试样提供背空的边界条件; (3) 保证实验的水密性。

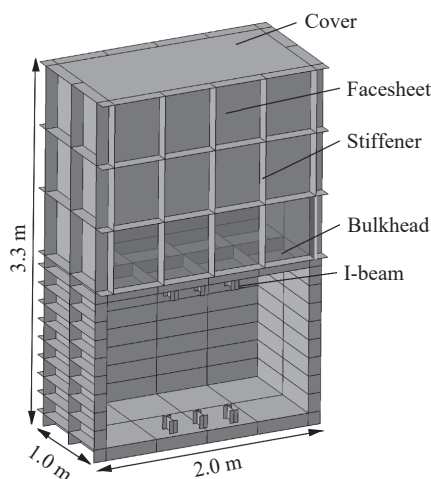


图 5 浮箱示意图

Fig. 5 Schematic of the buoyant box

2 数值模拟

为进一步研究背板加筋金属蜂窝夹层结构在水下爆炸载荷作用下的变形过程及载荷、几何参数对其防护性能的影响, 本节通过商业有限元分析软件 Abaqus/Explicit, 采用声固耦合算法对结构的动态响应进行数值模拟。

2.1 有限元模型

采用声固耦合法进行水下爆炸冲击响应分析时, 把流体描述为一种声学介质, 冲击波在声学单元中传播: 流体网格仅起到传递压力的作用, 不会产生位移, 也不会因为爆炸快速膨胀或流体单元的压缩而产生大变形, 由此可显著节省计算资源, 且计算相对稳定, 因此该方法在工程领域广为应用^[7]。使用声固耦合法分析水下爆炸问题, 可采用 Abaqus 提供的两种方法: 总波公式和散波公式。相较于散波公式, 总波公式可考虑流体的空化效应及流体静压对结构响应的影响。本文中采用总波公式, 流体的空化临界压力设置为 0 MPa。图 6 给出了有限元模型的示意图, 模型由 3 个子结构构成, 即水域、浮箱及样件。建模时, 浮箱及样件的几何尺寸与实际一致, 但对样件的蜂窝芯体做简化处理, 即忽略格栅方形条的平台及折弯部分, 仅对方形条的纵板进行建模, 并假设样件各部分之间为理想连接。水域的长宽均为 7 m, 高为 8 m。模型的吃水深度 (2.825 m) 与实际实验的取值相同。爆炸源点 (source point, 即 TNT 药包球心, 见图 6) 选取在水域之外水平正对样件中心相距 3.2 m 处 ($r=3.2$ m), 爆距点 (standoff point) 选取在流体-结构耦合面上距离爆炸源点最近的点 (即样件前面板的中心点, 见图 6)。水域的上表面为自由边界, 其余几个表面设置为无反射边界。通过绑定 (tie) 接触, 将样件与浮箱之间的连接设置为理想绑定连接。网格划分方面, 采用 AC3D4 声学四面体单元对水域进行网格划分, 流体-结构耦合面处的网格较密, 网格尺寸设置为 8 mm; 水域外表面的网格则较稀疏, 网格尺寸设置为 60 mm。采用 S4R 壳单元对样件和浮箱进行网格划分, 为确定结构的网

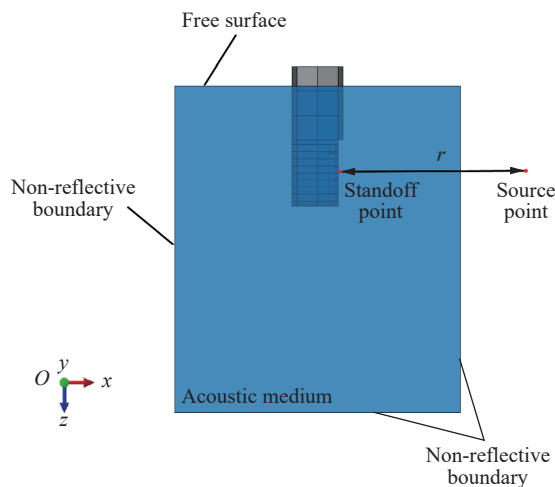


图 6 有限元模型

Fig. 6 Finite element simulation model

格尺寸, 对比了采用不同网格尺寸计算得到的前面板中心点变形, 如图 7 所示。可见, 网格尺寸选取为 8 mm 时, 进一步加密网格对结构变形影响不大, 因此后续计算中选取的网格尺寸均为 8 mm。

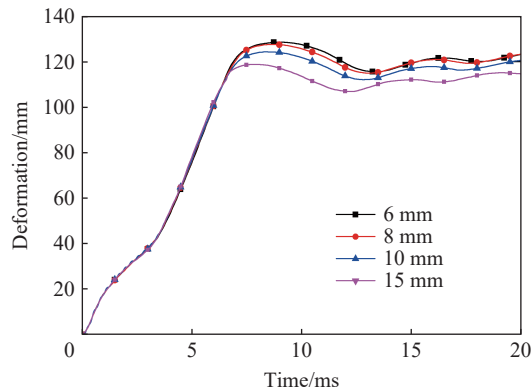


图 7 网格收敛性分析

Fig. 7 Mesh convergence analysis

2.2 材料参数

采用双线性弹塑性模型模拟构成蜂窝芯体和浮箱的 304 不锈钢, 材料参数依次为: 密度, 7 850 kg/m³; 弹性模量, 210 GPa; 泊松比, 0.3; 屈服应力, 200 MPa; 塑性强化阶段的切线模量, 2 GPa。304 不锈钢为应变率相关材料, 其动态屈服强度与应变率之间的关系^[18]为:

$$\sigma_d(\varepsilon_{pl}, \dot{\varepsilon}_{pl}) = K(\dot{\varepsilon}_{pl})\sigma_0(\varepsilon_{pl}) \quad (3)$$

式中: σ_d 和 σ_0 分别为材料在一定塑性应变下的动态屈服强度和准静态屈服强度, ε_{pl} 和 $\dot{\varepsilon}_{pl}$ 分别为塑性应变和应变率; K 为应变率相关因数, 其值引自文献 [19] 并在表 1 中给出。采用理想弹塑性材料模型模拟构成样件面板等其他部分的船用高强度钢, 相关材料参数为: 密度, 7 850 kg/m³; 弹性模量, 181 GPa; 泊松比, 0.3; 屈服应力, 400 MPa。此外, 定义水的体积模量为 2.082 GPa, 密度为 1 000 kg/m³, 声波在水中的传递速度为 1 500 m/s。

表 1 304 不锈钢的应变率参数^[19]

Table 1 Strain-rate parameters of 304 stainless steel^[19]

$\dot{\varepsilon}_{pl}/s^{-1}$	K
1	1.11
10 ²	1.26
10 ³	1.46
10 ⁴	1.62

2.3 水下爆炸载荷

实验过程中, 水下爆炸冲击波对样件的变形和破坏过程起主导作用。前人基于大量的理论分析及实验研究总结出了爆炸冲击波的计算公式。其中, TNT 球形炸药水下爆炸时产生的冲击波压力可通过以下半经验公式^[20-21]求解计算:

$$p(t) = \begin{cases} p_m \cdot e^{-\frac{t}{\theta}} & 0 \leq t < \theta \\ 0.386 p_m \cdot \frac{\theta}{t} \left[1 - \left(\frac{t}{t_p} \right)^{1.5} \right] & \theta \leq t < t_p \end{cases} \quad (4)$$

$$p_m = \begin{cases} 4.41 \times 10^7 \left(\frac{W^{1/3}}{r} \right)^{1.5} & 6 \leq \bar{r} < 12 \\ 5.24 \times 10^7 \left(\frac{W^{1/3}}{r} \right)^{1.13} & 12 \leq \bar{r} < 240 \end{cases} \quad (5)$$

$$\theta = \begin{cases} 0.45 \times 10^{-3} \cdot r_0 \cdot (\bar{r})^{0.45} & \bar{r} \leq 30 \\ 3.5 \cdot \frac{r_0}{c} \cdot \sqrt{1g\bar{r} - 0.9} & \bar{r} > 30 \end{cases} \quad (6)$$

$$t_p = \left(\frac{850}{\bar{p}_0^{0.81}} - \frac{20}{\bar{p}_0^{1/3}} - \frac{10.6}{\bar{r}^{0.13}} + \frac{1.51}{\bar{r}^{1.26}} + 11.4 \right) \frac{r_0}{c} \quad (7)$$

式中: $p(t)$ 为冲击波压力, Pa; p_m 为冲击波压力峰值, Pa; θ 为时间衰减常数, 表示冲击波压力从峰值压力 p_m 下降至 p_m/e 所需的时间, s; t_p 为冲击波正压载荷作用时间, s; W 为 TNT 药包质量, kg; r 为测点距爆心的距离, m; r_0 为 TNT 球形装药的药包半径, m; \bar{r} 为爆距与药包半径之比 r/r_0 ; c 为水中声速, 一般取 1500 m/s; \bar{p}_0 为 TNT 装药爆心处流体静水压强与大气压之比。

图 8 给出 $r = 6$ m 处压力测点的冲击波压力时程曲线的实验及理论结果, 两者吻合良好。有限元计算时, 输入载荷为 $r = 3.2$ m 爆距点处冲击波压力的理论值, 峰值压力为 25.81 MPa, 时间衰减常数为 0.17 ms。

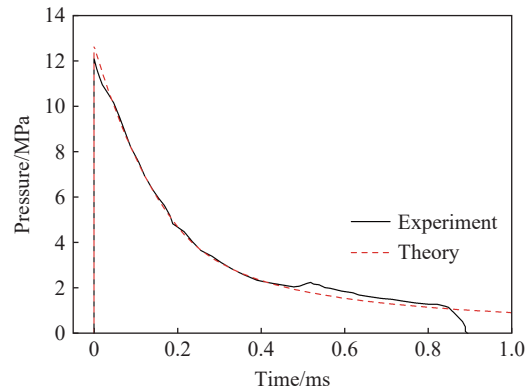


图 8 压力测点处冲击波压力时程曲线

Fig. 8 Shock wave pressure-time curves at the pressure measuring point

3 结果与讨论

3.1 实验及模拟结果分析

图 9 给出蜂窝夹层样件在水下爆炸冲击波载荷作用下前/后面板中心点变形时程曲线的模拟结果。实验后经过测量, 样件前/后面板中心点的最终塑性变形分别为 123.4 和 119.1 mm, 与之对应的模拟结果为 120.5 和 120.0 mm, 模拟计算的蜂窝芯体压缩变形较实验结果稍小, 其原因是模拟计算中对蜂窝芯体做了简化, 忽略了格栅方形条折弯过程中产生的初始变形缺陷, 导致芯体的压皱峰值载荷有所增加。

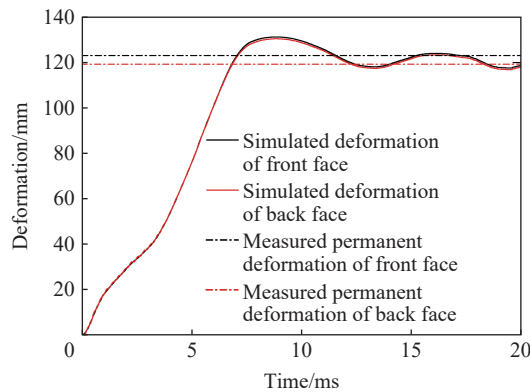


图 9 样件前、后面板中心点变形时程曲线

Fig. 9 Deformation-time curves at the central points of the front and back faces of the sample

通过模拟计算, 图 10 给出样件(纵向二分之一模型)的变形过程。爆炸冲击波作用于结构后的 $t = 2.4$ ms 时刻, 由于浮箱上工字钢的支撑作用, 蜂窝芯体首先在上下边缘区域发生压剪变形。随着时间的推移, 芯体剪切区域逐渐向面板中心移动, $t = 7.7$ ms 时结构达到最大变形, 随后发生小幅度的弹性振荡, 塑性变形则基本稳定。图 11 给出样件的整体变形实物图, 图 12 则给出其横向、纵向剖面的模拟和实验变形对比, 可见模拟和实验结果的吻合度较好。实验后, 蜂窝夹层板的前、后面板未产生撕裂等损伤, 前面板主要受到入射冲击波、芯体及边界约束的共同作用, 产生弯曲和拉伸变形。在 T 形梁的横向载荷、前面板传递的压力载荷、后面板的支撑力以及边界约束的共同作用下, 边界部分的芯体发生较为明显的压皱与剪切变形; 在前面板传递的压力及后面板提供的支撑力作用下, 中间区域的芯体发生芯体剪切屈

曲,但变形程度小于边界区域。后面板的上下边缘在工字钢支撑处有明显的凹陷痕迹,在左右边界区域受到 T 形梁、芯体及边界条件的共同作用而发生明显的局部凹陷变形,以 T 形梁焊接位置处变形最大,中心区域的后面板则受到芯体作用,发生拉伸与弯曲变形。

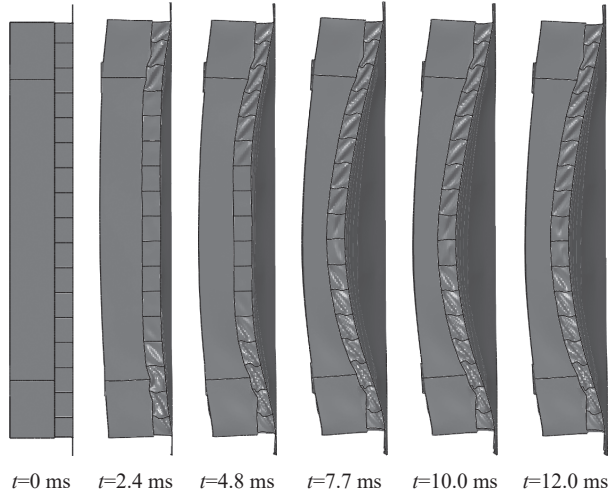


图 10 水下爆炸载荷作用下样品变形过程模拟结果
Fig. 10 Simulated deformation process of the sample subjected to underwater explosion



图 11 样品整体变形
Fig. 11 Overall deformation of the sample after underwater explosion

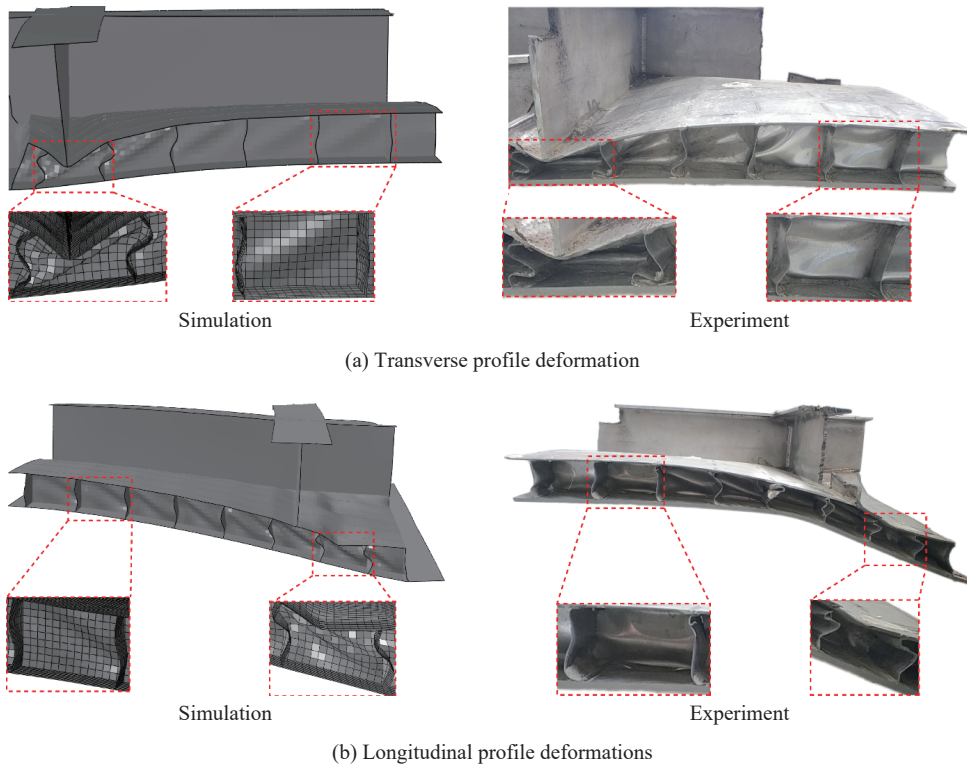


图 12 试样剖面变形模拟结果与实验结果的对比

Fig. 12 Comparison of simulated and experimental profile deformations of the sample

基于数值模拟,图 13 分别给出蜂窝夹层板前、后面板中心点的加速度时程曲线:可见,加速度响应为非线性很强的高频振荡曲线,相对于前面板,后面板的加速度峰值更低、曲线的振幅更小。该结果对保护舰船上的重要仪器设备具有指导意义。图 14 给出蜂窝夹层板在变形过程中,各个子结构及整体的

塑性变形能量吸收曲线: 可见, 吸能效率较高的蜂窝芯体吸收了大部分能量, 约占整个蜂窝夹层板吸收能量的 69%; 前面板和后面板吸收的能量相近, 各自约占总吸收能量的 16%。

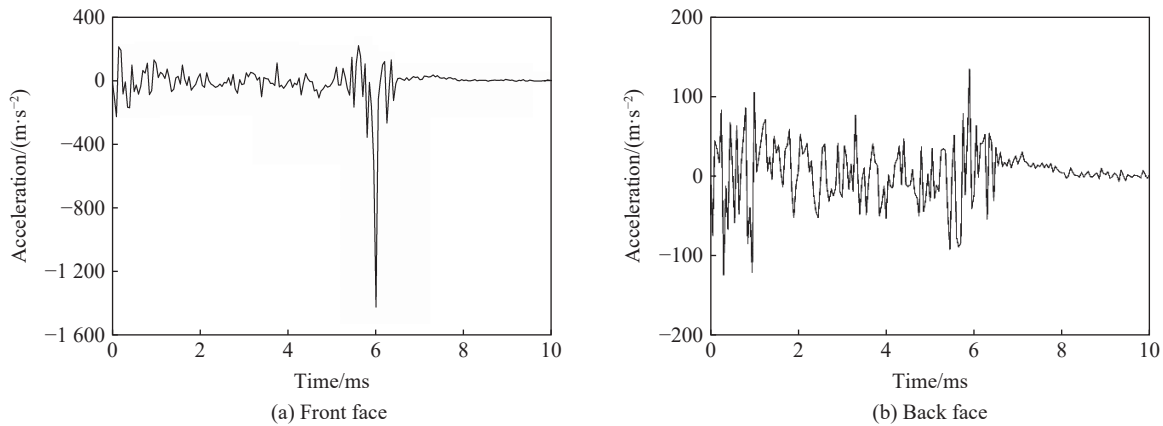


图 13 蜂窝夹层板前、后面板中心点的加速度时程曲线

Fig. 13 Acceleration-time curves at the central points of the front and back faces of the honeycomb sandwich panel

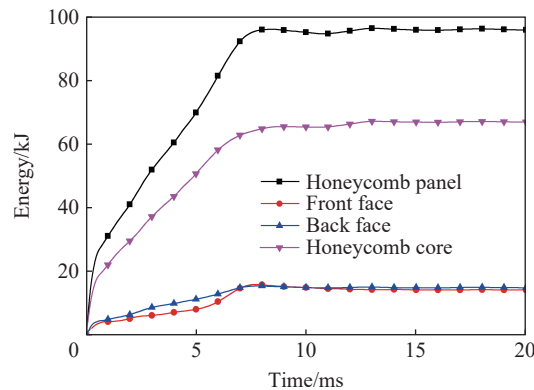


图 14 蜂窝夹层板及其构成结构的能量吸收曲线

Fig. 14 Energy absorption curves of the honeycomb sandwich panel and its constituting sub-structures

3.2 载荷参数影响分析

为在更普遍意义上表达各种工况爆炸产生的冲击波对结构的影响, 定义冲击因子 φ ^[22]为:

$$\varphi = \frac{\sqrt{W}}{r} \tag{8}$$

本节在保持结构参数与实验样件一致的前提下, 改变爆炸载荷的冲击因子, 以研究不同冲击强度下夹层板的动态性能。由于本研究并未将材料失效考虑在内, 因此仅对使得蜂窝夹层板应变水平在面板基体材料的静态失效应变 0.3^[23] 之下的载荷工况进行讨论。共确定了 9 种冲击强度的计算工况, 其爆距均为 3.2 m, TNT 炸药当量分别为 0.10、0.41、0.92、1.64、2.56、3.69、5.00、6.55 和 8.29 kg, 相应的冲击因子分别为 0.1、0.2、0.3、0.4、0.5、0.6、0.7、0.8 和 0.9。将蜂窝夹层板前/后面板中心点的变形最大值记为 δ_{\max} , 单位面积结构塑性变形吸收能量记为 \bar{U}_p , 则两者的无量纲量可分别表示为 δ_{\max}/a 和 $\bar{U}_p/(\sigma_y M \rho^{-1})$, 其中 σ_y 为夹层板面板材料的屈服强度。图 15 为夹层板前/后面板变形及结构能量吸收随冲击因子的变化曲线, 由图 15(a) 可见, 随着冲击因子的增大, 前/后面板的最大变形呈现出近似线性的增加。冲击因子的变化对结构纵向截面变形的影响如图 16 所示, 夹层板在冲击载荷的作用下发生整体弯曲变形, 前/后面板的最大变形基本相等, 冲击因子较小时, 夹芯层仅在边部单元处呈现压皱变形, 而中心区域的芯体未发生变形, 随着冲击因子的增大, 夹层板整体变形显著增大, 芯体的压皱逐渐从边界扩展到中心区域, 中

心区域的蜂窝芯体发生剪切屈曲变形。蜂窝板各子结构的能量吸收随冲击因子的变化如图 15(b) 所示, 在不同冲击因子的载荷作用下, 前面板与后面板的能量吸收相差不多, 蜂窝夹层板的主要吸能构件始终是蜂窝芯体, 但随着冲击因子的增大, 蜂窝芯体吸能占比逐渐下降, 前后面板在吸能方面的作用逐渐凸显。

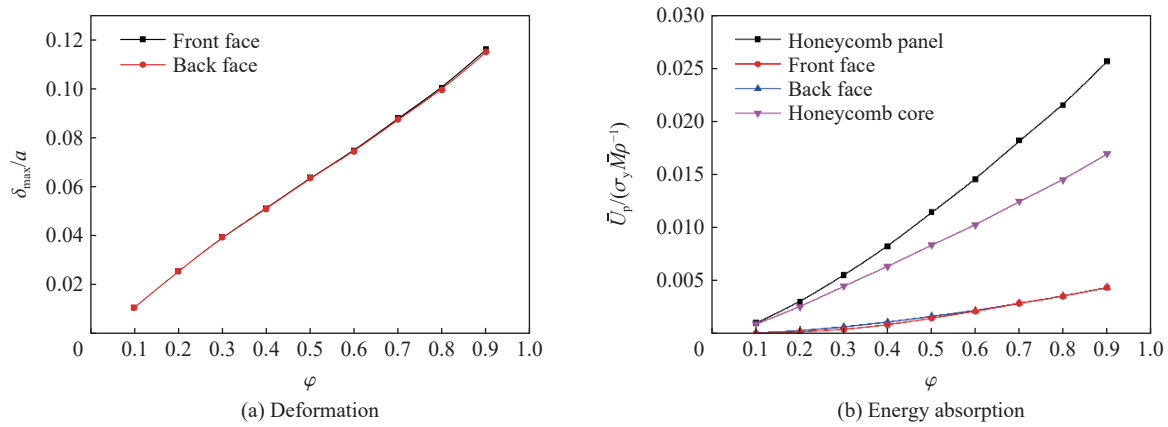


图 15 冲击因子对夹层板变形及能量吸收的影响

Fig. 15 Effect of the impact factor on deformation and energy absorption of sandwich structures

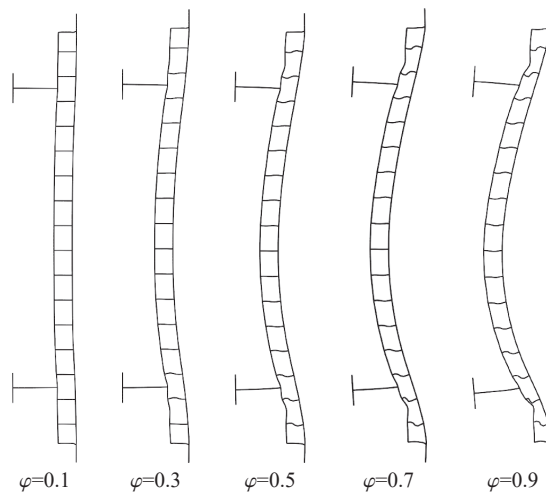


图 16 不同的冲击因子对应的结构截面变形示意图

Fig. 16 Cross-sectional morphologies of sandwich structures subjected to underwater explosion for different impact factors

3.3 结构参数影响分析

在爆炸载荷不变的前提下, 改变前面板厚度 w_1 、后面板厚度 w_2 以及芯板厚度 w_c , 保持其余几何参数与实验样件一致, 研究了前/后面板厚度比 w_1/w_2 以及芯体相对密度 $\bar{\rho}_c$ 对结构动态响应的影响。改变前/后面板厚度比时, 芯体相对密度保持为 0.019; 改变芯体相对密度时, 前/后面板厚度比保持为 2。参数改变时, 蜂窝夹层板的总质量保持不变。图 17(a) 给出 δ_{max}/a 随前/后面板厚度比的变化曲线, 可见前/后面板的最大变形随 w_1/w_2 的增大先降低后升高。 w_1/w_2 对结构纵向截面变形的影响如图 18 所示, 结果表明改变 w_1/w_2 对芯体变形模式的影响不大, 但对前面板的变形模式有一定影响。 w_1/w_2 为 0.25 或 0.50 时, 前面板的厚度较小, 在冲击波直接作用下, 前面板在蜂窝单胞构成的空腔区域发生了局部弯曲, 因此此时前、后面板最大变形的差值较大。随着 w_1/w_2 的增大, 前面板不再发生局部弯曲, 当 w_1/w_2 取 1.00 (即前/后面板厚度相同) 时, 结构的最大变形取得极小值, 如图 17(a) 所示。图 17(b) 给出芯体相对密度对结构

前/后面板中心点最大变形的影响曲线: 与 w_1/w_2 的影响曲线类似, 前/后面板最大变形随着 $\bar{\rho}_c$ 的增加先降低后升高。图 19 给出几组不同 $\bar{\rho}_c$ 取值下结构纵向截面变形的示意图。 $\bar{\rho}_c=0.005$ 时, 蜂窝芯板厚度较小, 芯体的压皱峰值载荷较低, 更容易被压皱, 因此前后面板之间最大变形量的差值最大, 芯体的压皱程度最高, 此时前/后面板的变形也最大。随着 $\bar{\rho}_c$ 的增加, 芯体压皱峰值载荷逐渐提升, 压皱程度逐渐降低, $\bar{\rho}_c=0.060$ 时, 结构的变形取得极小值, 此时的蜂窝芯体几乎无压皱变形。随着 $\bar{\rho}_c$ 的进一步增大, 蜂窝芯体的变形以整体弯曲为主, 前面板开始发生局部弯曲变形, 前后面板最大变形之间的差值开始升高, 结构的变形量增大。相较于前后面板厚度比, 芯体相对密度对结构变形的影响更大。

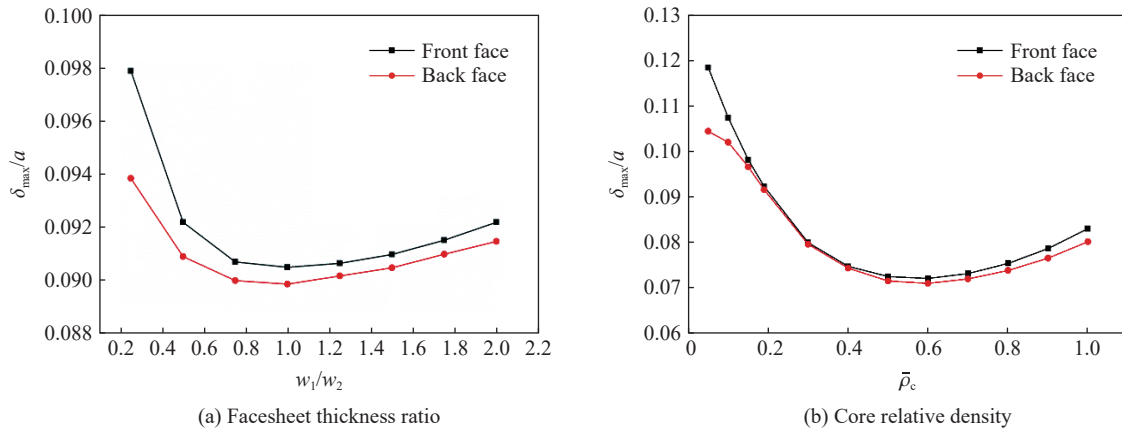


图 17 前后面板厚度比和芯体相对密度对结构变形的影响

Fig. 17 Effect of the facesheet thickness ratio and core relative density on deformation of sandwich structures

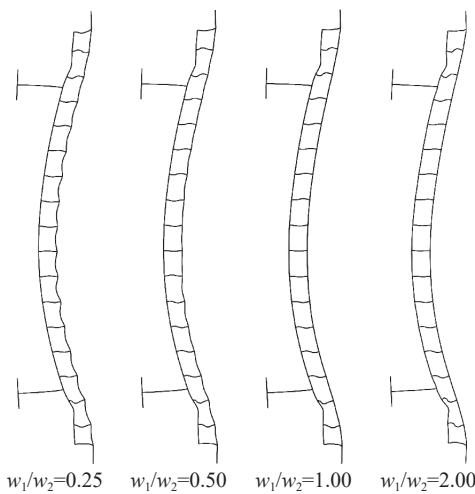


图 18 不同前/后面板厚度比对应的结构截面变形示意图

Fig. 18 Cross-sectional morphologies of sandwich structures subjected to underwater explosion for different facesheet thickness ratios

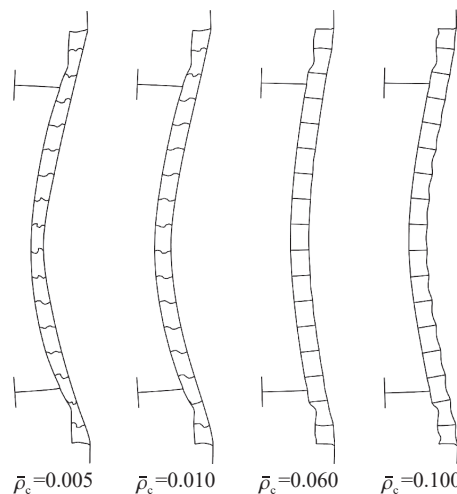


图 19 不同芯体相对密度对应的结构截面变形示意图

Fig. 19 Cross-sectional morphologies of sandwich structures subjected to underwater explosion for different core relative densities

4 优化设计

蜂窝夹层结构具有很强的可设计性。在相同的水下爆炸冲击波载荷作用下, 采用不同几何参数设计的蜂窝夹层结构呈现差异很大的防护性能。为在整个设计空间内获得抗爆性能最优的蜂窝夹层结构, 有必要开展进一步的优化设计。通过商业数学软件 Matlab R2016a 对蜂窝夹层结构展开多目标优化设计, 流程如图 20 所示。

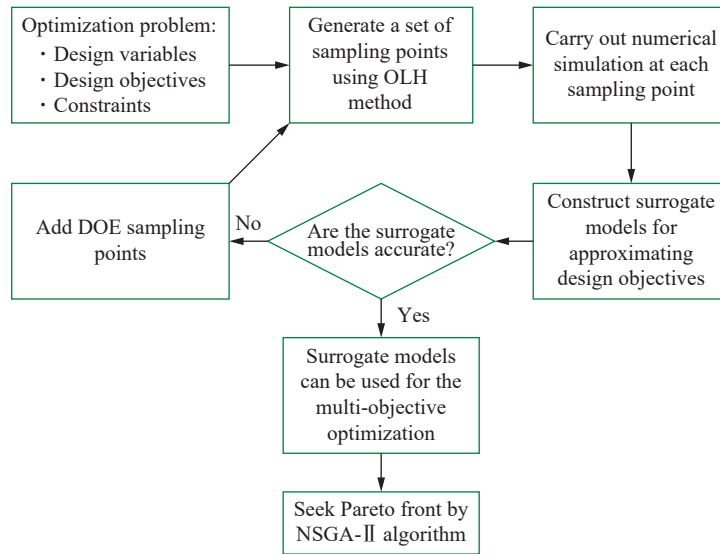


图 20 优化流程图

Fig. 20 Flow chart of optimization methodology

4.1 多目标优化问题的建立

在对蜂窝夹层结构进行优化时,选取前面板厚度、后面板厚度以及芯板厚度的无量纲量为设计变量,分别表示为 w_1/H_c 、 w_2/H_c 和 w_c/H_c ,其中,前/后面板厚度的取值范围为 1.0~8.0 mm,对应无量纲量取值范围为 0.017~0.133,芯板厚度的取值范围为 0.4~4.0 mm,对应无量纲量取值范围为 0.007~0.067,其余的几何参数保持与实验样件相一致。为使得蜂窝夹层结构在变形尽可能小的同时具有尽可能小的质量,以蜂窝夹层板后面板中心点变形最大值无量纲量 δ_{\max}/a 和面密度无量纲量 $\bar{M}/(\rho H_c)$ 为目标函数。其中, \bar{M} 的表达式在式 (2) 中给出。由于实验模型的复杂性以及水下爆炸问题本身的非线性,获取 δ_{\max}/a 的解析式比较困难,因此,在本优化问题中,选用代理模型法来近似拟合其表达式,具体细节在 4.2 节给出。根据设计变量、约束条件及目标函数可以确定本多目标优化的数学模型:

$$\min[\delta_{\max}/a, \bar{M}/(\rho H_c)] \quad 0.017 \leq w_1/H_c, \quad w_2/H_c \leq 0.133, \quad 0.007 \leq w_c/H_c \leq 0.067 \quad (9)$$

4.2 实验设计及代理模型

实验设计 (design of experiments, DOE) 是结构优化设计中重要的统计方法,其主要内容是讨论如何合理地安排实验、取得数据,然后进行综合的科学分析,从而达到尽快获得最优方案的目的^[24]。优化拉丁超立方实验设计 (optimal Latin hypercube, OLH) 是一种典型的实验设计方法,它能使采样点均匀的散布在整个设计空间,同时考虑了采样点之间的正交性,使得模拟方案具备较好的典型性和代表性^[25]。本节采用这种方法进行采样,共选取 60 个样本点进行有限元模拟,得到每个点对应的位移响应,相应结果如表 2 所示。

径向基神经网络代理模型 (简称 RBF 模型) 具有能以任意精度逼近非线性函数、近似能力好、应用价值高等特点,被广泛应用于优化设计^[26]。本节采用该方法构造代理模型。为验证代理模型的准确性,对决定系数 (R^2)、均方根误差 (e_{rms}) 和最大绝对百分比误差 (e_{map}) 进行了计算:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2} \quad (10)$$

$$e_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\hat{y}_i - y_i)^2} \quad (11)$$

$$e_{\text{map}} = \max \left(\frac{|\hat{y}_i - y_i|}{y_i} \right) \quad (12)$$

式中: y_i 、 \bar{y}_i 、 \hat{y}_i 分别为模拟结果、模拟结果的平均值和代理模型的预测值, N 为采样点的个数。本文代理模型的确定系数为 0.980 5, 均方根误差为 0.030 6, 最大绝对百分比误差为 0.109 1, 均在可接受范围内, 表明此代理模型可准确表示目标函数 δ_{max}/a 与设计变量 w_1/H_c 、 w_2/H_c 和 w_c/H_c 之间的关系。

表 2 采样点及其对应的有限元模拟结果

Table 2 Sampling points and corresponding numerical results

采样点编号	w_1/H_c	w_2/H_c	w_c/H_c	δ_{max}/a	采样点编号	w_1/H_c	w_2/H_c	w_c/H_c	δ_{max}/a
1	0.025	0.045	0.038	0.094	31	0.109	0.041	0.063	0.060
2	0.113	0.117	0.042	0.047	32	0.038	0.041	0.023	0.093
3	0.089	0.057	0.013	0.093	33	0.061	0.129	0.054	0.053
4	0.101	0.021	0.040	0.082	34	0.033	0.093	0.025	0.081
5	0.113	0.085	0.058	0.046	35	0.101	0.045	0.044	0.063
6	0.105	0.089	0.017	0.076	36	0.109	0.065	0.009	0.096
7	0.097	0.061	0.032	0.064	37	0.049	0.113	0.034	0.065
8	0.053	0.061	0.036	0.067	38	0.121	0.109	0.011	0.084
9	0.097	0.125	0.038	0.050	39	0.069	0.053	0.032	0.069
10	0.081	0.101	0.017	0.077	40	0.017	0.089	0.025	0.114
11	0.029	0.061	0.050	0.077	41	0.073	0.025	0.023	0.094
12	0.053	0.029	0.027	0.094	42	0.077	0.041	0.021	0.084
13	0.041	0.081	0.048	0.065	43	0.089	0.133	0.030	0.057
14	0.045	0.077	0.056	0.062	44	0.065	0.029	0.067	0.072
15	0.133	0.073	0.021	0.070	45	0.037	0.049	0.019	0.096
16	0.053	0.017	0.046	0.096	46	0.085	0.097	0.042	0.051
17	0.021	0.097	0.052	0.077	47	0.077	0.057	0.050	0.057
18	0.057	0.069	0.027	0.070	48	0.081	0.109	0.030	0.059
19	0.073	0.085	0.046	0.053	49	0.029	0.049	0.061	0.078
20	0.125	0.069	0.065	0.047	50	0.093	0.025	0.007	0.120
21	0.125	0.105	0.036	0.068	51	0.061	0.081	0.054	0.055
22	0.069	0.093	0.065	0.050	52	0.057	0.105	0.036	0.061
23	0.121	0.121	0.048	0.044	53	0.041	0.073	0.040	0.069
24	0.065	0.113	0.063	0.051	54	0.021	0.117	0.052	0.074
25	0.017	0.017	0.011	0.182	55	0.129	0.021	0.015	0.096
26	0.085	0.129	0.058	0.045	56	0.049	0.133	0.034	0.064
27	0.037	0.121	0.013	0.093	57	0.033	0.037	0.015	0.116
28	0.117	0.037	0.067	0.061	58	0.117	0.033	0.019	0.099
29	0.133	0.033	0.061	0.063	59	0.105	0.125	0.056	0.042
30	0.025	0.101	0.023	0.089	60	0.129	0.053	0.044	0.058

4.3 基于 NSGA-II 算法的多目标优化

在成功构建代理模型之后, 本节采用非支配排序遗传算法(NSGA-II)求解多目标优化问题。

NSGA-II 算法具有运算速度快、计算复杂度低、易于实现等优点, 已成为最常用的多目标优化算法之一^[27-28]。由于多目标优化问题中各目标函数之间通常是相互冲突的, 故在求解此类问题时, 最优解并非唯一, 而是一个解集, 称为 Pareto 最优解集, 而 Pareto 最优解集在目标函数空间中的像称为 Pareto 前沿。本文采用 NSGA-II 算法进行优化时, 设置的种群数量为 100, 最大迭代次数为 500, 最终优化出的 Pareto 前沿如图 21 所示。对两目标函数 δ_{\max}/a 和 $\bar{M}/(\rho H_c)$ 通过多项式进行拟合, 拟合结果为:

$$\frac{\delta_{\max}}{a} = 0.328 - 3.907 \frac{\bar{M}}{\rho H_c} + 22.047 \left(\frac{\bar{M}}{\rho H_c}\right)^2 - 57.477 \left(\frac{\bar{M}}{\rho H_c}\right)^3 + 56.028 \left(\frac{\bar{M}}{\rho H_c}\right)^4 \quad (13)$$

此多项式拟合的确定系数 (R^2) 为 0.999 8, 足以说明其准确性。为验证上述优化结果的准确性和有效性, 从 Pareto 前沿选取 4 个代表点, 对其代表的结构进行模拟计算, 表 3 对比了模拟与优化结果, 可见两者之间误差小于 3%, 表明优化结果可靠。本文原实验结构的面密度无量纲量 $\bar{M}/(\rho H_c)$ 为 0.167, 后面板中心点的变形最大值无量纲量 δ_{\max}/a 为 0.092。为了对优化后的结构与原结构进行对比, 在图 21 中标出了实验样件所对应的点。从图中可以看出, 点 3 在与实验样件拥有相同的后面板中心点最大变形的情况下, 面密度相对实验样件减少了 31.1%, 点 4 在与实验样件拥有相同的面密度的情况下, 后面板中心点最大变形相对实验样件减少了 26.1%。位于点 3 和点 4 中间的点相对原实验样件同时呈现出了更小的面密度和后面板变形, 是原实验结构的支配解, 而 Pareto 前沿其它区域的点是原实验样件的非支配解。图 22 给出了 Pareto 最优解集中 3 个设计变量 w_1/H_c 、 w_2/H_c 和 w_c/H_c 与目标函数 δ_{\max}/a 之间的关系。在工程应用时, 可首先根据设计需要, 确定结构的面密度无量纲量 $\bar{M}/(\rho H_c)$ 或接受范围内的最大变形无量纲量 δ_{\max}/a , 随后于图中找出对应的结构参数, 以获得相应的优化结构。例如, 若确定设计结构面密度的无量纲数 $\bar{M}/(\rho H_c)$ 为 0.15, 可首先结合图 21 和式 (13) 求出优化结构对应的后面板最大变形无量纲量 δ_{\max}/a , 其值为 0.072, 接着通过图 22 找出对应的设计变量 w_1/H_c 、 w_2/H_c 和 w_c/H_c 的取值, 分别为 0.051、0.052 和 0.035, 进而得到防护性能最优结构的几何构型。此优化结果对蜂窝夹层结构的选型有一定的参考价值。

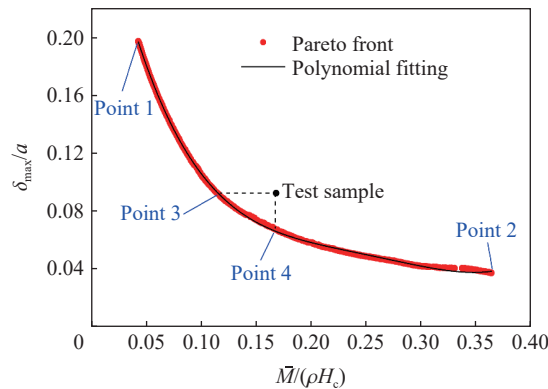


图 21 多目标优化问题的 Pareto 前沿

Fig. 21 The Pareto fronts for the present multi-objective optimization problem

表 3 优化结果与模拟结果的对比

Table 3 Comparison between optimization solutions and numerical results

采样点编号	w_1/H_c	w_2/H_c	w_c/H_c	$\bar{M}/(\rho H_c)$	δ_{\max}/a		
					优化	模拟	误差/%
1	0.017	0.017	0.007	0.043	0.197	0.195	1.02
2	0.133	0.133	0.067	0.359	0.037	0.038	-2.70
3	0.039	0.041	0.023	0.115	0.092	0.094	-2.17
4	0.058	0.063	0.031	0.167	0.068	0.067	1.47

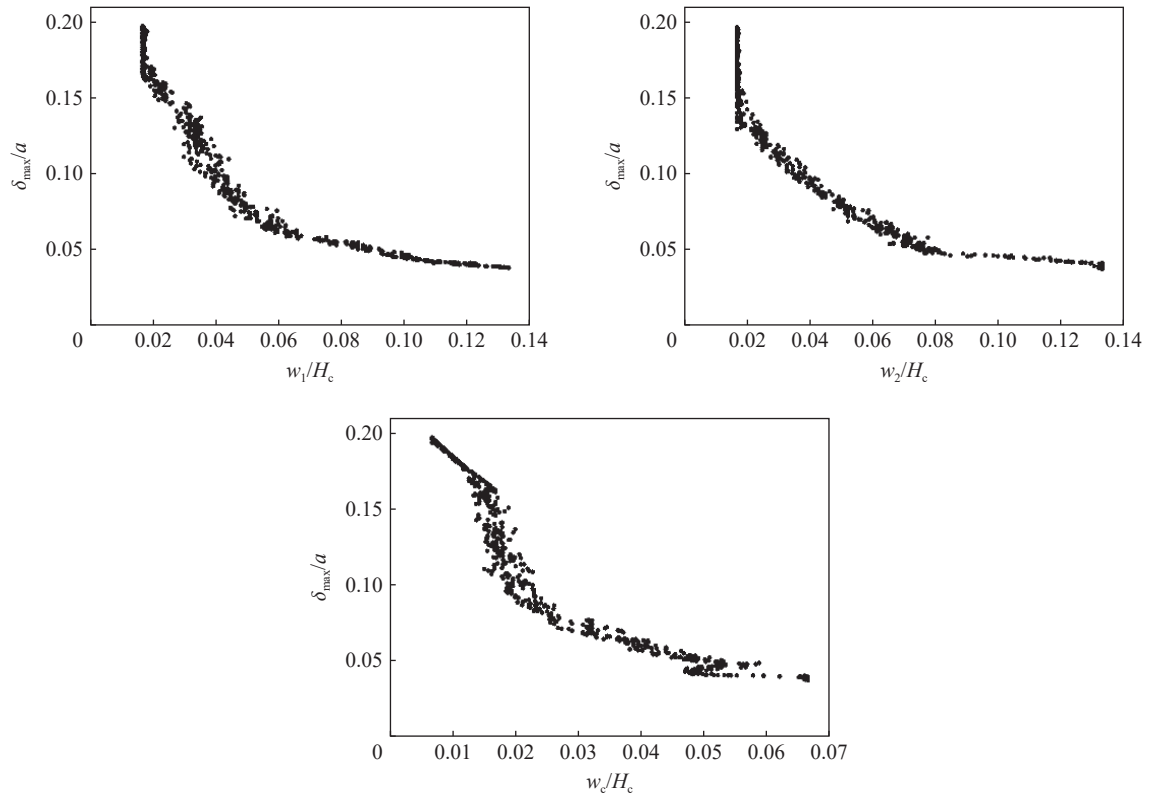


图 22 最优解集对应的 w_1/H_c 、 w_2/H_c 和 w_c/H_c 与 δ_{\max}/a 之间的关系

Fig. 22 Relationships of w_1/H_c , w_2/H_c and w_c/H_c with δ_{\max}/a obtained from corresponding optimization solutions

5 结 论

为探究金属蜂窝夹层结构作为舰船水下防护结构的潜力,系统研究了背板加筋四方金属蜂窝夹层板在水下爆炸载荷作用下的动态响应特性及防护性能。首先,设计并制造了背板加筋蜂窝夹层结构试样及相应的浮箱,在大型露天水池中开展了水下实爆实验;随后,采用有限元模拟与实验相结合的手段研究了结构的水下爆炸响应,量化了载荷参数冲击因子及几何参数前后面板厚度比、芯体相对密度对结构响应和变形模式的影响;最后,通过 NSGA- II 遗传算法对蜂窝夹层结构进行多目标优化,得到了对应的 Pareto 前沿。得到主要结论如下。

(1) 水下爆炸载荷(TNT 药包质量 $W=5$ kg, 爆距 $r=3.2$ m)作用下,背板加筋金属蜂窝夹层结构的芯体首先在上下边缘区域产生压剪变形,芯体压剪区域随后向面板中心移动,在 7.7 ms 时刻,蜂窝夹层结构的后面板达到最大变形,随后发生小幅度弹性振荡,塑性变形则基本稳定。

(2) 水下爆炸后,蜂窝夹层结构的前、后面板未产生撕裂等损伤,前面板产生弯曲和拉伸变形;蜂窝芯体的主要部分发生剪切屈曲变形,在 T 形梁腹板对应的位置发生压剪变形;后面板的上下边缘受浮箱工字钢支撑处有明显的凹陷痕迹,左右边界区域发生明显的局部凹陷变形,在 T 形梁焊接位置处的变形最大,中心区域则发生与前面板类似的弯曲与拉伸变形。

(3) 随着冲击因子的增大,蜂窝夹层板整体变形明显增大,蜂窝芯体始终是主要的吸能构件,但其吸能占比逐渐下降,前后面板在吸能方面的作用逐渐凸显。随着前后面板厚度比或芯体相对密度的增大,蜂窝夹层板前/后面板中心点的最大变形均呈现先降低后升高的趋势,同时呈现不同的变形模式。相较而言,芯体相对密度对结构变形的影响更显著。

(4) 相较于原实验结构,以前后面板厚度及芯板厚度的无量纲量为设计变量,以蜂窝夹层板面密度和后面板中心点变形最大值的无量纲量为目标函数可实现多目标多参数优化,优化结构在相同最大变

形下使面密度降低 31.1%, 在相同面密度下使最大变形降低 26.1%。优化结果可为蜂窝夹层结构的设计选型提供参考。

参考文献:

- [1] 陈永念. 舰船水下爆炸数值仿真及抗爆结构研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2008: 1–2.
- [2] NURICK G N, OLSON M D, FAGNAN J R, et al. Deformation and tearing of blast-loaded stiffened square plates [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 1995, 16(2): 273–291. DOI: 10.1016/0734-743X(94)00046-Y.
- [3] 朱锡, 白雪飞, 黄若波, 等. 船体板架在水下接触爆炸作用下的破口试验 [J]. *中国造船*, 2003, 44(1): 46–52. DOI: 10.3969/j.issn.1000-4882.2003.01.007.
ZHU X, BAI X F, HUANG R B, et al. Crevasse experiment research of plate membrane in vessels subjected to underwater contact explosion [J]. *Shipbuilding of China*, 2003, 44(1): 46–52. DOI: 10.3969/j.issn.1000-4882.2003.01.007.
- [4] 梅志远, 朱锡, 刘润泉. 船用加筋板架爆炸载荷下动态响应数值分析 [J]. *爆炸与冲击*, 2004, 24(1): 80–84.
MEI Z Y, ZHU X, LIU R Q. Dynamic response researches of ship's stiffened plate structure under explosive load [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2004, 24(1): 80–84.
- [5] JEN C Y, TAI Y S. Deformation behavior of a stiffened panel subjected to underwater shock loading using the non-linear finite element method [J]. *Materials and Design*, 2010, 31(1): 325–335. DOI: 10.1016/j.matdes.2009.06.011.
- [6] GUPTA N K, KUMAR P, HEGDE S. On deformation and tearing of stiffened and un-stiffened square plates subjected to underwater explosion: a numerical study [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2010, 52(5): 733–744. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2010.01.005.
- [7] 方斌, 朱锡, 张振华. 水下爆炸冲击波载荷作用下船底板架的塑性动力响应 [J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2008, 29(4): 326–331. DOI: 10.3969/j.issn.1006-7043.2008.04.002.
FANG B, ZHU X, ZHANG Z H. Plastic dynamic response of ship hull grillage to underwater blast loading [J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2008, 29(4): 326–331. DOI: 10.3969/j.issn.1006-7043.2008.04.002.
- [8] 牟金磊, 朱锡, 张振华, 等. 水下爆炸载荷作用下加筋板变形及开裂试验研究 [J]. *振动与冲击*, 2008, 27(1): 57–60. DOI: 10.3969/j.issn.1000-3835.2008.01.013.
MU J L, ZHU X, ZHANG Z H, et al. Experimental study on deformation and rupture of stiffened plates subjected to underwater shock [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2008, 27(1): 57–60. DOI: 10.3969/j.issn.1000-3835.2008.01.013.
- [9] KEIL A H. The response of ships to underwater explosions [R]. Washington: David Taylor Model Basin, 1961.
- [10] FLECK N A, DESHPANDE V S. The resistance of clamped sandwich beams to shock loading [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2004, 71(3): 386–401. DOI: 10.1115/1.1629109.
- [11] 张延昌, 顾金兰, 王自力. 蜂窝式夹层板结构单元的防护性能分析 [J]. *舰船科学技术*, 2008, 30(6): 108–113. DOI: 10.3404/j.issn.1672-7649.2008.06.022.
ZHANG Y C, GU J L, WANG Z L. Research on the anti-shock capacity of square honeycomb sandwich plane [J]. *Ship Science and Technology*, 2008, 30(6): 108–113. DOI: 10.3404/j.issn.1672-7649.2008.06.022.
- [12] 王自力, 张延昌, 顾金兰. 基于夹层板抗水下爆炸舰船底部结构设计 [J]. *舰船科学技术*, 2010, 32(1): 22–27. DOI: 10.3404/j.issn.1672-7649.2010.01.002.
WANG Z L, ZHANG Y C, GU J L. Anti-shock double bottom structure design of warship based on sandwich panel [J]. *Ship Science and Technology*, 2010, 32(1): 22–27. DOI: 10.3404/j.issn.1672-7649.2010.01.002.
- [13] XUE Z Y, HUTCHINSON J W. A comparative study of impulse-resistant metal sandwich plates [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2004, 30(10): 1283–1305. DOI: 10.1016/j.ijimpeng.2003.08.007.
- [14] WADLEY H N G, DHARMASENA K P, QUEHEILLANT D T, et al. Dynamic compression of square honeycomb structures during underwater impulsive loading [J]. *Journal of Mechanics of Materials and Structures*, 2007, 2(10): 2025–2048. DOI: 10.2140/jomms.2007.2.2025.
- [15] MORI L F, LEE S, XUE Z Y, et al. Deformation and fracture modes of sandwich structures subjected to underwater impulsive loads [J]. *Journal of Mechanics of Materials and Structures*, 2007, 2(10): 1981–2006. DOI: 10.2140/jomms.2007.2.1981.
- [16] 任鹏. 非药式水下冲击波加载技术及铝合金结构抗冲击特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014: 99–116.
- [17] 陈高杰, 沈晓乐, 王树乐, 等. 基于声固耦合法的环肋壳水下冲击数值仿真试验 [J]. *兵工自动化*, 2015, 34(2): 7–10. DOI:

- 10.7690/bgzd.2015.02.002.
- CHEN G J, SHEN X L, WANG S L, et al. Numerical simulation test of ring-stiffened hull subjected to underwater shock based on coupled acoustic-structural arithmetic [J]. *Ordnance Industry Automation*, 2015, 34(2): 7–10. DOI: 10.7690/bgzd.2015.02.002.
- [18] YU B, HAN B, NI C Y, et al. Dynamic crushing of all-metallic corrugated panels filled with close-celled aluminum foams [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2015, 82(1): 011006. DOI: 10.1115/1.4028995.
- [19] STOUT M G, FOLLANSBEE P S. Strain rate sensitivity, strain hardening, and yield behavior of 304L stainless steel [J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1986, 108(4): 344–353. DOI: 10.1115/1.3225893.
- [20] 李金河, 赵继波, 谭多望, 等. 炸药水中爆炸的冲击波性能 [J]. *爆炸与冲击*, 2009, 29(2): 172–176. DOI: 10.11883/1001-1455(2009)02-0172-05.
- LI J H, ZHAO J B, TAN D W, et al. Underwater shock wave performances of explosives [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2009, 29(2): 172–176. DOI: 10.11883/1001-1455(2009)02-0172-05.
- [21] ZAMYSHLYAEV B V, YAKOVLEV Y S. Dynamic loads in underwater explosion: AD0757183 [R]. Washington: Naval Intelligence Support Center Washington DC Translation DIV, 1973.
- [22] O'HARA G J, CUNNIFF P F. Scaling for shock response of equipment in different submarines [J]. *Shock and Vibration*, 1993, 1(2): 161–170. DOI: 10.3233/SAV-1993-1207.
- [23] 张延昌, 周红, 王果, 等. U 型折叠式夹层板防护性能数值仿真分析 [J]. *船舶力学*, 2013, 17(10): 1191–1201. DOI: 10.3969/j.issn.1007-7294.2013.10.013.
- ZHANG Y C, ZHOU H, WANG G, et al. Numerical simulation analysis on protective performance of U-type corrugated cores sandwich panel [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2013, 17(10): 1191–1201. DOI: 10.3969/j.issn.1007-7294.2013.10.013.
- [24] 孙晓旺, 陶晓晓, 王显会, 等. 负泊松比蜂窝材料抗爆炸特性及优化设计研究 [J]. *爆炸与冲击*, 2020, 40(9): 66–76. DOI: 10.11883/bzycj-2020-0011.
- SUN X W, TAO X X, WANG X H, et al. Research on explosion-proof characteristics and optimization design of negative Poisson's ratio honeycomb material [J]. *Explosion and Shock Waves*, 2020, 40(9): 66–76. DOI: 10.11883/bzycj-2020-0011.
- [25] YANG M, HAN B, SU P B, et al. Axial crushing of ultralight all-metallic truncated conical sandwich shells with corrugated cores [J]. *Thin-Walled Structures*, 2019, 140: 318–330. DOI: 10.1016/j.tws.2019.03.048.
- [26] 吕小青, 王旭, 徐连勇, 等. 基于径向基函数神经网络和 NSGA- II 的气保焊工艺多目标优化 [J]. *天津大学学报 (自然科学与工程技术版)*, 2020, 53(10): 1013–1018. DOI: 10.11784/tdxbz201909067.
- LÜ X Q, WANG X, XU L Y, et al. Multi-objective optimization of gas metal arc welding process parameters based on radial based function neural network and NSGA- II [J]. *Journal of Tianjin University (Science and Technology)*, 2020, 53(10): 1013–1018. DOI: 10.11784/tdxbz201909067.
- [27] DEB K, PRATAP A, AGARWAL S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA- II [J]. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 2002, 6(2): 182–197. DOI: 10.1109/4235.996017.
- [28] WANG X, LI X, YUE Z S, et al. Optimal design of metallic corrugated sandwich panels with polyurea-metal laminate face sheets for simultaneous vibration attenuation and structural stiffness [J]. *Composite Structures*, 2021, 256: 112994. DOI: 10.1016/j.compstruct.2020.112994.

(责任编辑 张凌云)