

文章编号: 1007-7294(2025)09-1435-09

大尺度深海冷泉环境模拟承压结构 大开孔补强技术研究

张震^{1,2,3}, 王永军^{1,2,3}, 魏子豪^{1,2,3}, 张云^{1,2,3}, 卞如冈^{1,2,3}, 向杨君^{1,2,3}

(1. 中国船舶科学研究中心, 江苏 无锡 214082; 2. 深海技术科学太湖实验室, 江苏 无锡 214082;
3. 深海载人装备全国重点实验室, 江苏 无锡 214082)

摘要: 本文以某大尺度深海冷泉环境模拟承压结构为研究对象, 系统性总结了适用于球壳开孔补强的主要设计计算方法, 以 21 MPa、 $\phi 5000$ mm 球壳为例, 研究了开孔率为 0.1~0.6 条件下的基于等面积法、压力面积法、极限分析法的补强效果, 定量分析了球壳补强长度、接管补强长度对球柱接合区局部结构的应力分布影响规律, 采用缩比模型进行了验证。研究发现: 对于高压大开孔补强设计, 相比于平齐补强, 密集补强方法将补强金属集中于球柱接合区, 所需的补强面积更小, 更为经济; 球壳、接管补强长度的增加均会有效降低交接处的应力集中系数, 提高局部结构的极限强度并改变破坏形式, 但接管长度的增加具有一定的边际效应, 在具备制造可行性的前提下应尽量增加球壳补强长度; 基于有限元方法的结构应力计算结果与实测结果较为吻合。

关键词: 深海; 冷泉; 承压结构; 大开孔

中图分类号: U663.7 **文献标识码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1007-7294.2025.09.009

Reinforcement for large openings in cold spring structures

ZHANG Zhen^{1,2,3}, WANG Yong-jun^{1,2,3}, WEI Zi-hao^{1,2,3}, ZHANG Yun^{1,2,3},
BIAN Ru-gang^{1,2,3}, XIANG Yang-jun^{1,2,3}

(1. China Ship Scientific Research Center, Wuxi 214082, China; 2. Taihu Laboratory of Deepsea Technological Science, Wuxi 214082, China; 3. State Key Laboratory of Deep-Sea Manned Vehicles, Wuxi 214082, China)

Abstract: The main design calculation methods applicable to the reinforcement of spherical shell openings were systematically summarized focusing on the simulation of pressure bearing structures in a large-scale deep-sea cold seep environment. Then, as an example, the reinforcement effect was studied based on equal area method, pressure area method, and limit analysis method respectively under the conditions of opening ratio of 0.1–0.6 and pressure of 21 MPa for a $\phi 5000$ mm spherical shell. Quantitative analysis was conducted on the influence of the reinforcement length of the spherical shell and the reinforcement length of the connecting pipe on the stress distribution of the local structure in the joint zone between the ball and column, and a scaled model was used for verification. The results indicate that the dense reinforcement method needs less reinforced area and is more economical for high-pressure large-opening reinforcement design, and that the increase in the reinforced lengths of the spherical shell and the connecting pipe will effectively reduce the stress concentration factor at the junction and improve the ultimate strength of the local structure. However, the increase in the length of the connecting pipe has a certain marginal effect. On the premise of

收稿日期: 2025-03-18

基金项目: 中国科学院冷泉装置前期关键技术攻关项目(LQ-GJ-01)

作者简介: 张震(1989-), 男, 硕士, 高级工程师, E-mail: zhangzhen226@126.com。

manufacturing feasibility, the reinforcement length of the spherical shell should be increased as much as possible. The structural stress calculation results based on finite element method are in good agreement with the measured results.

Key words: deepsea; cold seep; pressure-bearing structure; large opening

0 引言

深海蕴藏着人类远未认知和开发的宝藏,是人类活动的新疆域和新热点。由于受海洋极端特殊环境条件的限制并出于安全性等因素考虑,科学家很难身临其境地开展深海资源开发过程中各类科学问题研究。因此,在陆域通过深海模拟装备来反演深海实际环境、模拟深海环境生态演化过程具有重要意义。目前,我国深海环境生态保护装备技术热点集中于深海的热液环境模拟,冷泉、海山、洋壳等其他生态环境模拟技术较为罕见,尤其是大尺度综合深海冷泉环境模拟装备亟待突破^[1-2]。

大尺度深海冷泉环境模拟承压结构(下称冷泉舱)是深海冷泉环境模拟装备的核心部件,通常具备工作压力高、运行工况多、开孔尺度大、开孔数量多等特征,结构形式较为复杂,失效模式多样。由于各类介质穿舱的需要,通常需要在承压壳体上开孔。开孔会导致壳体承载能力的削弱、孔边的应力集中、边缘应力等问题,进而引起开孔局部范围内的总应力大大超过壳体在不开孔时的应力值,在静载时引起过大的变形或破坏,在交变载荷时引起疲劳破坏。为了弥补因开孔导致的结构承载性能的下降,需要进行补强设计,补强方法在国内外一些相关设计标准中均有相关规定。但当开孔尺度较大或者结构较为复杂时,基于相关标准的设计结果差异较大,易导致过于保守或风险偏大的后果。因此,需要开展大尺度承压结构大开孔补强技术研究,进行缩比模型试验,检测多开孔区域边缘应力分布,验证有限元计算结果,以提高深海冷泉环境模拟承压结构的安全性。

开孔补强方法在国内外一些相关设计标准中均有相关规定,如 GB 150-2011《压力容器》、HG 20582-2020《钢制化工容器强度计算规定》以及分析设计标准 JB 4732-1995《钢制压力容器—分析设计标准》等,针对等面积法、压力面积法、极限分析法等方法均进行了规定^[3-5]。

等面积法的原则是在邻近开孔处所加的补强材料的截面积与壳体由于开孔而失去的截面积相等,基于维持容器整体屈服强度的思想,以无限大平板开小孔为理论基础,该理论与壳体实际结构存在差异^[6-7]。当开孔直径 d_i 与壳体直径 D 的比值,也即开孔率 d_i/D 较大时,由于壳体曲率的影响,开孔边缘应力状态恶化,偏离平板开小孔理论较远,补强效果较差。

压力面积法来源于《德国压力容器规范》,以容器壳体截面的承载能力与内压力相平衡为基础,其原则是在邻近开孔处所加补强材料的截面积应与壳体由于开孔失去的截面积相等,是一种近似的分析方法^[8]。

极限分析法是美国压力容器研究委员会(PVRC)根据极限分析和安定性准则提出的,将密集补强金属简化为只受拉、不受弯、集中于球壳与接管交界处的圆环,它的完全解满足静力学平衡、变形几何关系、流动法则等相关条件。

1 补强方法对比分析

针对大尺度冷泉舱结构,需要进一步分析各个方法的优劣性,研究不同补强结构形式所能达到的补强效果,以获得较为经济合理的结构方案。以冷泉舱球壳开孔为研究对象,分别采用等面积法、压力面积法、极限分析法进行补强设计,设计压力为 21 MPa,材质为 20MnNiMo,设计温度为常温,球壳直径为 $\phi 5000$ mm,接管直径分别为 $\phi 500\sim\phi 3000$ mm,覆盖各类开孔规格,相应的开孔率为 0.1~0.6。按照上述方法计算得到了相应开孔所需的补强面积,如图 1 所示,可得出以下规律:

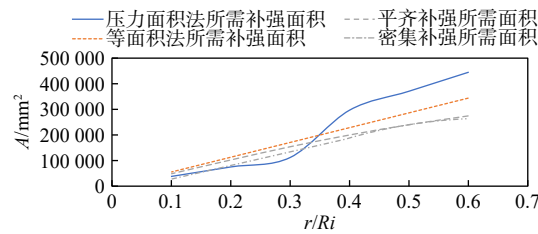


图 1 补强方法对比分析

Fig.1 Comparison of reinforced area obtained from different methods

- (1) 当开孔率较小时, 采用等面积法、压力面积法、极限分析法计算得到的补强面积相当;
- (2) 对于等面积法和压力面积法, 当开孔率低于 0.35 时, 压力面积法所需补强面积较小, 反之较大;
- (3) 随着开孔率的增大, 三种方法的补强面积均增加, 并逐渐拉开差距, 极限分析法中密集补强形式所需的补强面积最小。

综上, 对于较小的开孔, 采用压力面积法较为经济, 但考虑到 GB 150-2011 并未引用该方法, 因此尚需采用等面积法进行设计。等面积法和压力面积法的开孔补强原理相同, 但沿孔边的补强有效范围不同, 前者仅和开孔直径 D 有关, 后者和边缘应力的衰减长度有关, 对于开孔率较小的孔, 等面积法所规定的补强范围较小, 仅计及了较少的壳体补强截面积, 所以补强结果偏于保守; 而对开孔率较大的孔, 等面积法所规定的补强范围偏大, 即过多地计及了壳体的补强截面积, 导致补强结果较为冒进。而压力面积法与之相反, 其补强范围的计算仅与壳体的直径 D 和壁厚 δ 有关, 不考虑开孔直径 d_1 , 当开孔较小时, 补强结果偏于冒进。针对冷泉舱结构, 两种方法的临界点位开孔率为 0.35, 也即当开孔率低于 0.35 时采用等面积法, 开孔率为 0.35~0.5 时则采用压力面积法可保证补强效果的可靠性。而当开孔率大于 0.5 时, 只能采用极限分析法, 该方法包含平齐补强和密集补强两种方式, 其中密集补强所需补强面积更小, 较为经济合理。

2 大开孔密集补强优化

以冷泉舱球壳大开孔为研究对象, 采用密集补强方法, 根据补强区域的不同设置一系列补强方案, 研究不同补强设计对补强效果的影响。

补强结构如图 2 所示, OM 为回转轴, D 为球-柱内壁交点, E 为壳体补强区下端点, B 为接管补强区上端点, 节点 $NPLM$ 围合的区域为补强金属。该补强结构主要由以下参数确定: 球壳半径 R_1 、接管半径 R_2 , OD 与轴线夹角 θ_0 , 壳体补强角度 θ_1 , 接管补强高度 H_1 ; 局部结构高度 H_2 、 H_3 。由此可知, 补强区的大小主要由壳体补强角度 θ_1 、接管补强高度 H_1 确定, 通过改变这两个参数可设置一系列补强方案。

基于上述参数, 分别设置不同的 θ_1 、 H_1 并建立有限元模型, 根据有限元计算结果, 提取 $B-C-D-E-F$ 路径应力探讨影响规律。考虑到冷泉舱为全回转结构, 采用轴对称结构建模能够反映其应力分布特点, 且简单高效。有限元模型主要涵盖球壳、接管以及补强区, 采用 SOLID45 平面单元划分网格, 单元属性设置为轴对称模式; 球壳赤道位置设置垂向约束, 内壁与介质接触区域均施加压力载荷 21 MPa, 上端面施加等效轴向载荷。

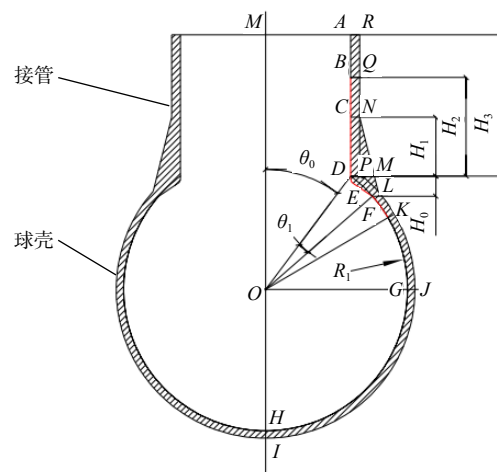


图 2 结构尺寸参数

Fig.2 Parameters of the structural

2.1 球壳补强长度对局部结构性能的影响

球壳补强区大小通过参数开角 θ_1 表征, θ_1 越大, 则壳体补强区越大, 反之越小。 θ_1 在 $2.6^\circ \sim 12.6^\circ$ 范围内共设置 6 个计算工况, 见表 1。

表 1 球壳补强长度计算工况设置

Tab.1 Calculation Cases for spherical reinforcement length

参数/单位	工况					
	S01	S02	S03	S04	S05	S06
$\theta_0/(\circ)$	36.9	36.9	36.9	36.9	36.9	36.9
$\theta_1/(\circ)$	2.6	4.6	6.6	8.6	10.6	12.6
H_1/mm	800	800	800	800	800	800
H_2/mm	1500	1500	1500	1500 </td <td>1500</td> <td>1500</td>	1500	1500
H_3/mm	2000	2000	2000	2000	2000	2000
E点位置/mm	1929	1873	1814	1753	1689	1624

根据表 1 所列几何参数, 分别建立有限元模型, 进行弹性分析, 提取 $B-C-D-E-F$ 路径的应力结果、最大应力结果, 如图 3 和图 4 所示, 横坐标表示应力提取点距离球心的垂向位置, B 点位置为 3500 mm, C 点位置为 2800 mm, D 点位置为 2000 mm, F 点位置为 1400 mm, E 点位置与 θ_1 相关, 见表 1, 纵坐标表示应力提取点的合成应力值, 可得到以下规律:

(1) 应力水平沿内壁先升高再降低, 在 DE 之间靠近 E 点处达到最大;

(2) 随着球壳补强长度的增加, $B-C-D-E-F$ 路径的整体应力水平以及最大应力均呈下降趋势, 意味着应力集中系数逐步降低;

(3) 球壳区域的应力衰减区约为 600 mm, 数值与 $\sqrt{D\delta}$ 相当; 接管区域的应力衰减区约为 700 mm, 数值与 $\sqrt{d_i\delta_i}$ (d_i 为接管直径, δ_i 为接管壁厚) 相当。

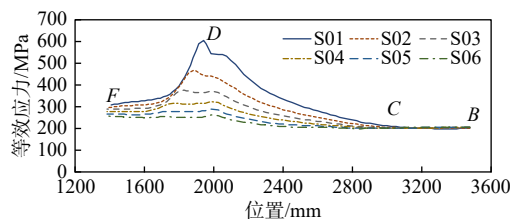


图 3 局部应力随球壳补强长度的变化

Fig.3 Local stress varying with the length of spherical shell reinforcement

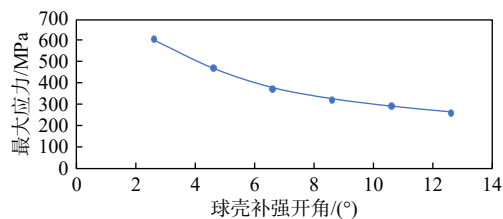
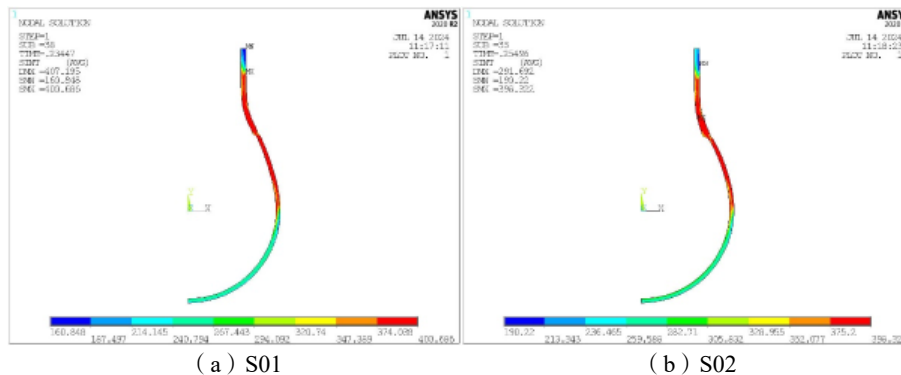


图 4 最大应力随球壳补强开角即补强长度的变化

Fig.4 Maximum stress varying with the reinforcement length of the spherical shell

根据上述几何参数和有限元模型, 进行极限强度分析, 采用理想弹塑性模型, 以 VON-MISES 合成应力作为失效准则, 不同补强方案在极限强度下的应力分布见图 5。提取塑性极限载荷绘制成图 6, 由



(a) S01

(b) S02

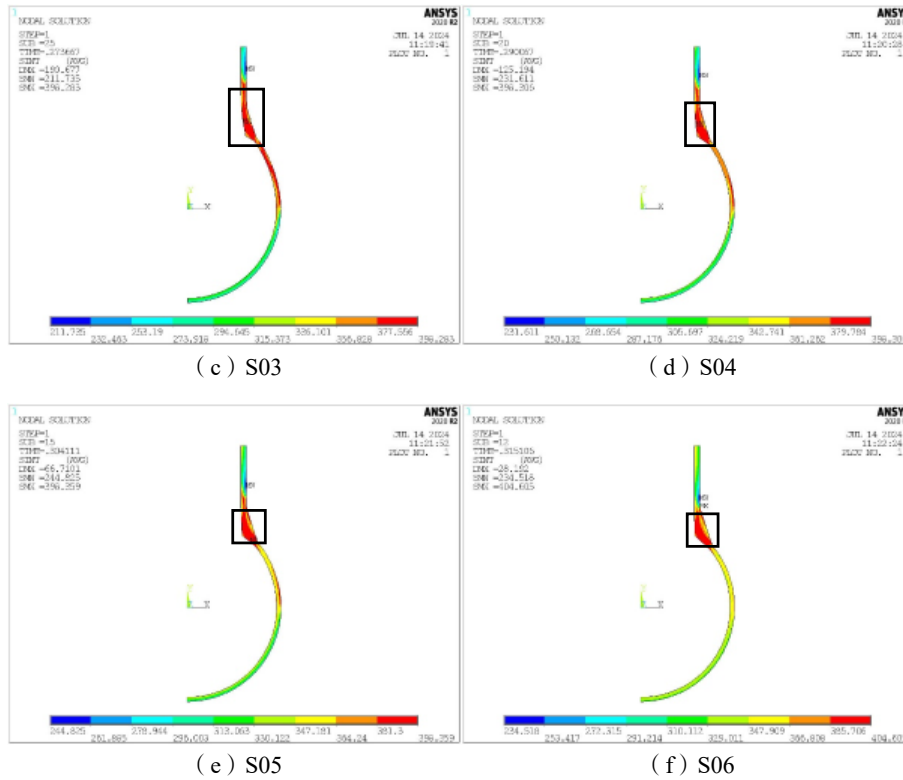


图 5 球壳补强长度对极限强度的影响

Fig.5 Effects of reinforcement length of spherical shell on ultimate strength

图可见,随着球壳补强长度的变化,局部结构的极限强度逐渐增加,塑性区域逐渐收敛于球柱交接部位,破坏形式由接管破坏单铰机构转变为涵盖球壳-接管的多铰机构。

2.2 接管补强长度对局部结构性能的影响

接管补强区大小通过参数 H_1 表征, H_1 越大,则接管补强区越大,反之越小。保持其他几何参数不变, H_1 在 200~1400 mm 范围内共设置 7 个计算工况,见表 2。

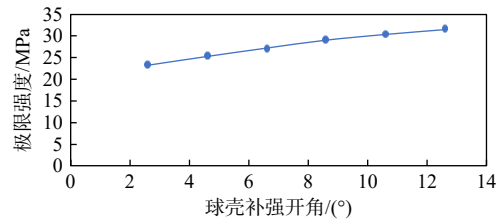


图 6 极限强度随球壳补强开角即补强长度的变化

Fig.6 Ultimate strength varying with the reinforcement length of the spherical shell

表 2 接管补强长度计算工况设置

Tab.2 Calculation Cases for pipe reinforcement length

参数/单位	工况						
	J01	J02	J03	J04	J05	J06	J07
$\theta_0/(\text{°})$	36.9	36.9	36.9	36.9	36.9	36.9	36.9
$\theta_1/(\text{°})$	12.6	12.6	12.6	12.6	12.6	12.6	12.6
H_1/mm	200	400	600	800	1000	1200	1400
H_2/mm	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
H_3/mm	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000

根据上表所列几何参数,分别建立有限元模型,提取 $B-C-D-E-F$ 路径的应力结果,绘制成曲线如图 7 和图 8 所示,据图可得到以下规律:

- (1) 应力水平沿内壁先升高再降低,在 E 点附近达到最大,出现明显的应力集中,从球-柱接合处起

应力沿径向急剧衰减;

(2) 随着接管补强长度 H_1 的增加, 整体应力水平及最大应力值呈下降趋势, 但在接管长度达到 800 mm 时, 下降幅度趋于平缓。

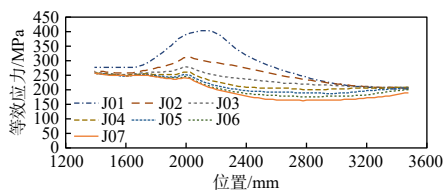


图 7 局部应力随接管补强长度的变化

Fig.7 Local stress varying with the length of pipe reinforcement

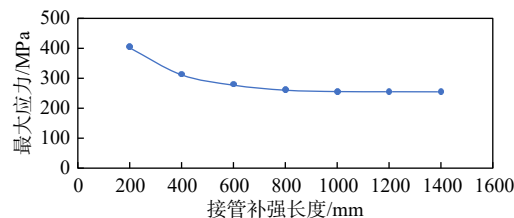
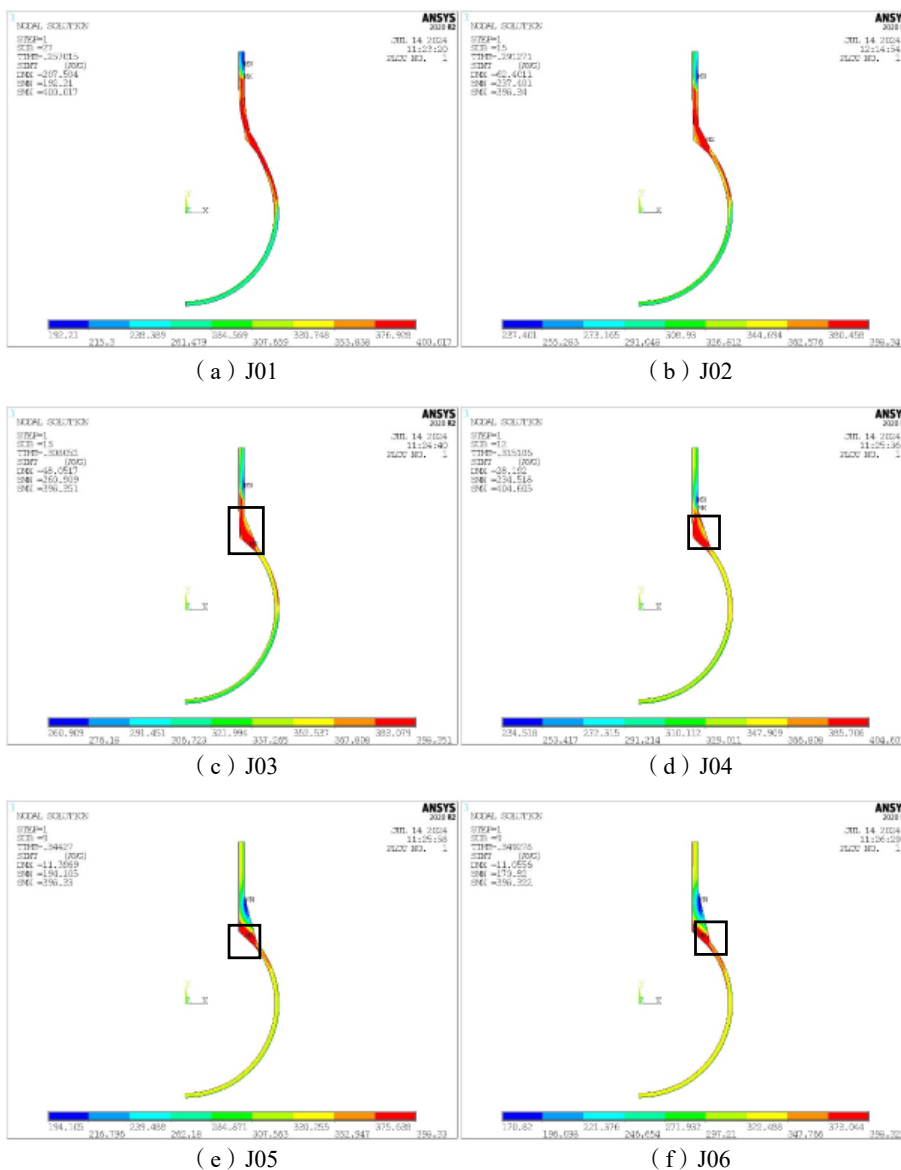


图 8 最大应力随接管补强长度的变化

Fig.8 Maximum stress varying with the length of pipe reinforcement

根据上述几何参数和有限元模型, 进行极限强度分析, 采用理想弹塑性模型, 以 VON-MISES 合成应力作为衡准, 不同工况极限强度下的应力分布见图 9。提取塑性极限载荷, 绘制成图 10。由图可见,



(a) J01 (b) J02 (c) J03 (d) J04 (e) J05 (f) J06

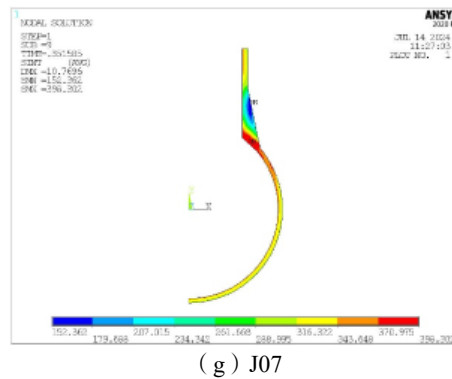


图 9 极限强度随接管补强长度的变化

Fig.9 Variation of ultimate strength with the length of pipe reinforcement

随着接管补强长度的增大,局部结构的极限强度逐渐增加,但当接管补强长度增加至 800~1000 mm 时,极限强度趋于平缓;塑性区域逐渐由接管向球壳转移,在接管补强长度为 800 mm 时收敛于球柱交接部位。随着接管补强长度的增加,破坏形式由接管破坏的单铰机构转变为涵盖球壳-接管的多铰机构,然后再转变为球壳破坏的单铰机构,显然三铰机构更为合理,也即接管补强长度为 800 mm。

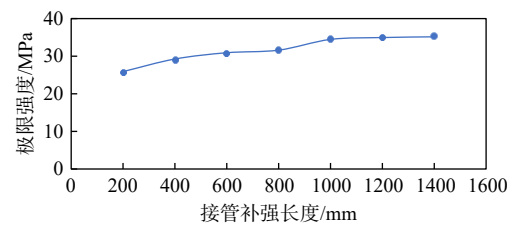


图 10 接管补强长度对极限强度的影响

Fig.10 Effect of reinforcement length on ultimate strength

3 试验验证

针对大型深海环境模拟承压结构的大开孔结构,采用极限分析法针对球壳与圆柱壳之间的连接部位进行补强,补强结构尺寸确定为: $\theta_0=36.9^\circ$, $\theta_1=12.6^\circ$, $H_0=70$ mm, $H_1=800$ mm, $H_2=1500$ mm, $H_3=2000$ mm。基于材质相同、结构形式相似、工作压力相同、尺度缩比、制造工艺相同的原则,设计建造了缩比模型,缩比模型设置了球壳和接管,模拟实尺度结构特点。缩比模型的设计压力为 21 MPa,球壳直径为 $\Phi 2000$ mm,接管直径为 $\Phi 1200$ mm,主要材质分别为 20MnNiMo 和 S22053。缩比模型制造完成后,开展压力试验,见图 11。首先使用法兰盲板将所有开孔封闭,连接管路和各种仪器仪表,按以下程序进行加卸载试验:



图 11 试验现场

Fig.11 Test site

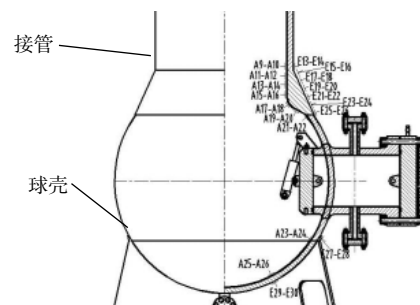


图 12 缩比模型测点分布示意图

Fig.12 Schematic diagram of distribution of measuring points

第一次: 0→5→10→15→20→21 MPa(保压 15 min)→23→25→26.3 MPa(保压 30 min)→25→23→21→20→15→10→0 MPa;

第二次: 0→5→10→15→20→21 MPa(保压 15 min)→20→15→10→0 MPa;

第三次: 0→5→10→15→20→21 MPa(保压 15 min)→20→15→10→0 MPa。

缓慢加卸载, 加卸压速度不超过 0.5 MPa/min, 除了最高压力保压 30 min 外, 其余压力台阶保压 5 min。在试验过程中基于电阻应变测量法针对结构关键位置进行了实时应变检测, 应变测点布置见图 12。

试验完成后, 沿图 2 所示的 $B-C-D-E-F$ 路径提取各测点的径向应力、切向应力的计算值和实测值, 对比结果如图 13 所示。横坐标表示母线上各测点与球柱过渡段最底部测点的相对距离, 纵坐标为应力值。据图 13 可知, 应力实测值的分布规律与计算值较为接近, 径向应力呈现出先降低后升高的分布特征, 切向应力值沿路径变化较小。

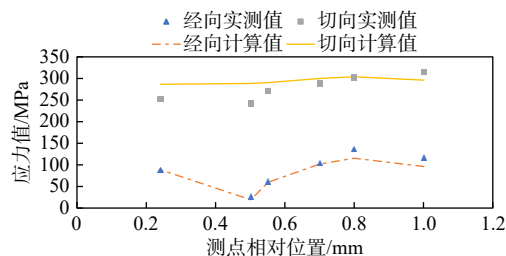


图 13 球柱过渡段测点应力对比

Fig.13 Comparison of stresses at measuring points in the transition section between the ball and the column

4 结 论

本文针对冷泉舱工作压力高、运行工况多、开孔尺度大、开孔数量多等特征, 系统性总结了适用于球壳开孔补强的主要设计计算方法, 以 21 MPa、 $\phi 5000$ mm 球壳为例研究了开孔率为 0.1~0.6 条件下分别基于等面积法、压力面积法、极限分析法的补强效果; 基于极限分析法, 定量分析了球壳补强长度、接管补强长度对球柱接合区局部结构的应力分布影响规律; 根据优化后的冷泉舱结构方案设计建造了缩比模型, 进一步验证了局部结构的应力分布。形成的主要结论如下:

(1) 当开孔率低于 0.35 时采用等面积法、开孔率为 0.35~0.5 时采用压力面积法可保证补强效果的可靠性, 当开孔率大于 0.5 时, 可采用极限分析法中的密集补强方式进行设计, 所需补强面积更小, 更为经济。

(2) 球壳、接管补强长度的增加均会有效降低交接处的应力集中系数, 提高局部结构的极限强度并改变破坏形式, 但接管长度的增加具有一定的边际效应; 在具备制造可行性的前提下应尽量增加球壳补强长度, 接管补强长度设计为 800 mm 即可。

(3) 基于有限元方法的结构应力计算结果与实测结果较为吻合。

参 考 文 献:

- [1] Feng J C, Liang J Z, Cai Y P, et al. Deep-sea organisms research oriented by deep-sea technologies development[J]. Science Bulletin, 2022, 67(17): 1802–1816.
- [2] 冯景春. 深海环境生态保护装备发展研究[J]. 中国工程科学, 2020, 22(6): 62–63.
Feng J C. Environmental and ecological protection equipment in deep sea[J]. Strategic Study of CAE, 2020, 22(6): 62–63. (in Chinese)
- [3] GB/T150–2024, 压力容器[S]. 2024.
GB/T150–2024, Pressure vessel[S]. 2024. (in Chinese)
- [4] GB/T4732–2024, 压力容器分析设计[S]. 2024.
GB/T4732–2024, Analysis and design of pressure vessels[S]. 2024. (in Chinese)
- [5] HG/T20582–2020, 钢制化工容器强度计算规定[S]. 2020: 169–176.

- HG/T20582-2020, Standard of strength calculation for steel chemical vessels[S]. 2020: 169-176. (in Chinese)
- [6] 丁伯民. ASME VIII 压力容器规范分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2014: 130-154.
- Ding B M. Analysis of ASME VIII pressure vessel code[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2014: 130-154. (in Chinese)
- [7] 王洪海. 球壳超标开孔平齐接管应力分析与补强设计研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2002.
- Wang H H. Research on stress analysis and reinforcement design of spherical shell with transnormal flush nozzle[D]. Tianjin: Hebei University of Technology, 2002. (in Chinese)
- [8] 朱辉. 压力容器开孔补强计算方法介绍及补强计算若干注意事项[J]. 化工装备技术, 2022, 43(5): 41-42.
- Zhu H. Introduction to the calculation method of pressure vessel hole reinforcement and some matters needing attention in reinforcement calculation[J]. Chemical Equipment Technology, 2022, 43(5): 41-42. (in Chinese)