

文章编号: 1007-7294(2026)04-0627-11

形状缺陷对钛合金耐压薄壳结构极限 承载及失效模式的影响研究

谢晓忠^{1,2,3}, 胡震^{1,2,3}, 黄如旭^{1,2,3}, 高原^{1,2,3}, 刘成^{1,2,3}, 李艳青^{1,2,3}

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

摘要: 本文针对初始形状缺陷对薄壁钛合金环肋圆柱壳结构极限承载及失效模式的影响问题, 结合径厚比、长径比和肋距等参数, 开展了结构设计计算、极限承载及失效模式研究, 并进行了试验验证。设计并加工含初始形状缺陷的焊接模型和无形状缺陷的精车模型; 通过理论公式推导与数值仿真, 分别获得两个模型典型部位的结构应力和模型临界失稳压力; 进而开展了模型静水外压试验, 考核其结构强度与极限承载能力, 得到两个模型应力分布特征、破坏压力及破坏形态。通过对比理论、数值和试验结果, 系统分析了初始形状缺陷对结构强度和极限承载能力的影响, 为薄壁钛合金环肋圆柱壳结构的设计、计算和评估提供研究依据。

关键词: 钛合金; 环肋圆柱壳; 形状缺陷; 承载能力; 试验

中图分类号: U674.941 文献标识码: A doi: 10.3969/j.issn.1007-7294.2026.04.011

Influence of shape defects on the ultimate load and failure mode of titanium alloy pressure-resistant thin-shell structures

XIE Xiao-zhong^{1,2,3}, HU Zhen^{1,2,3}, HUANG Ru-xu^{1,2,3}, GAO Yuan^{1,2,3}, LIU Cheng^{1,2,3}, LI Yan-qing^{1,2,3}

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

Abstract: This paper investigates the influence of initial geometric defects on the ultimate load capacity and failure mode of thin-walled titanium alloy ring-ribbed cylindrical shells. The study combines key geometric parameters, including the radius-to-thickness ratio (R/t), length-to-radius ratio (L/R), and rib spacing (u), to conduct structural design calculations and analyze failure modes, supported by experimental verification. A welded model (with initial defects) and a precision-machined model (without defects) were designed and fabricated. Theoretical analysis and numerical simulations were performed to obtain the structural stress distribution and critical buckling pressure at critical locations on both models. Subsequently, hydrostatic external pressure tests were conducted to evaluate the structural strength and ultimate load capacity, revealing the stress distribution characteristics, failure pressure, and failure modes of each model. By comparing the theoretical, numerical, and experimental results, the impact of initial shape defects on structural performance was assessed. This comparison provides a robust basis for the design, calculation, and evaluation of thin-walled titanium alloy ring-ribbed cylindrical shell structures.

收稿日期: 2025-03-27

基金项目: 型号科研项目(K2305)

作者简介: 谢晓忠(1988-), 男, 博士研究生, 高级工程师, 通讯作者, E-mail: xiaozhongxie@163.com。

Key words: titanium alloy; ring-ribbed cylindrical shell; shape defects; carrying capacity; experiment

0 引言

环肋圆柱壳是最为典型的水下耐压结构,因其具有轻质和高承载力的特性,被广泛应用于潜艇等水下装备。为保证内部人员、设备的安全,环肋圆柱壳需要具备足够的强度和承载能力,而确保其结构安全性是装备研制过程中极为重要的一环。环肋圆柱壳在加工制作、运输、服役等过程中不可避免会产生初始形状缺陷,常见形式包括:周向不圆、轴向不直、凹陷及几何偏心等^[1],研究表明,初始形状缺陷对水下耐压环肋圆柱壳临界载荷影响很大。

在含初始形状缺陷的环肋圆柱壳承载能力研究领域,王林等^[2-3]采用有限元法研究了缺陷幅值对耐压圆柱壳极限承载力的影响,并对比了有限元结果与理论计算结果。熊志鑫等^[4]通过有限元计算,对含有模态缺陷的圆柱壳进行半径厚度比、缺陷幅值、不同材料的敏感度分析。王伟等^[5]提出基于二次型变换的几何缺陷提取方法,利用双重傅里叶级数描述实测初始几何缺陷,建立实测初始几何缺陷的引入方法。李永胜等^[6]基于实测初挠度及破坏模式,对中厚玻璃纤维增强树脂基复合材料(GFRP)圆柱耐压壳结构模型的损伤过程进行数值模拟,获得静水压下含缺陷中厚复合材料圆柱壳的渐进失效过程,并与试验结果对比验证。Thang等^[7]考虑可代表海上环肋圆柱壳结构碰撞事故的损伤场景,推导在静水压力下完好和损伤的钢质环肋圆柱壳极限强度预测公式。白旭等^[8]基于刚度折减方法,推导建立了轴压圆柱壳失稳载荷计算公式,分析轴对称缺陷对轴压圆柱壳各部分刚度的影响。谢晓忠等^[9]针对合拢端口含初始几何缺陷的环肋圆柱壳结构在形状矫正后装配产生的初应力场问题,在考虑由大变形引起的几何非线性的前提下,研究初应力场对环肋圆柱壳结构强度及稳定性的影响。

综上,现有研究以含线性特征值屈曲模态缺陷的钢制环肋圆柱壳结构为主,考虑材料本构关系、实测初始几何缺陷等关键因素对理论及数值方法适用性影响的研究很少,同时与真实几何缺陷对结构承载能力和破坏模式影响相关的试验验证更是鲜有开展,相关成果也极少公开。为此,本文分别设计并加工含初始形状缺陷的焊接模型和含微小形状缺陷的精车模型,综合考虑钛合金材料属性、实测形状缺陷等对结构强度与承载能力的影响,基于理论、数值和模型试验三种方法,验证计算方法的有效性、设计方案的可行性。

1 环肋圆柱壳强度与稳定性理论

1.1 强度理论及典型应力计算

含环形肋骨加强的圆柱形耐压船体结构的受力状态不是简单的薄膜应力状态,而是由薄膜应力和弯曲应力共同组成,两者比例由结构的尺度参数决定。如图1所示,多跨等间距同刚度环肋加强的圆柱壳在均匀外压作用下的变形,可以简化为两端刚性固定在弹性支座上的复杂弯曲弹性基础梁进行求解^[10]。

将原点设在肋骨跨度中点处,被广泛采用的圆柱壳梁带的弯曲微分方程为

$$D\omega^{IV} + T\omega'' + K\omega = q \quad (1)$$

式中: $D = \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$ 为梁带抗弯刚度, q 为梁带外表面的均匀正压力, T 为因 q 作用在跨端肋骨而在梁带内引起的纵向压缩力, $K = \frac{Et}{R^2}$ 为弹性基础的刚性系数。

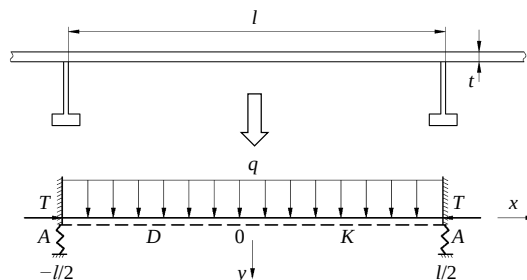


图1 环肋圆柱壳力学模型

Fig.1 Mechanical model of ring-ribbed cylindrical shell

由于肋骨跨度中点处径向位移 ω 最大,因此该处膜应力最大;而肋骨跨端处壳板的弯曲应力最大,故最大应力可能发生在跨中和跨端。通过求解梁带的弯曲微分方程,并结合边界条件,可推导出这些特殊位置的应力计算公式,相关控制标准见文献[11]

$$\begin{cases} \sigma_2^0 = K_2^0 \frac{P_c R}{t} \leq 0.85 \sigma_s \\ \sigma_1 = K_1 \frac{P_c R}{t} \leq 1.15 \sigma_s \\ \sigma_f = K_f \frac{P_c R}{t} \leq 0.6 \sigma_s \end{cases} \quad (2)$$

式中: σ_2^0 、 σ_1 、 σ_f 分别为跨中壳板中面周向应力、跨端壳板内表面纵向应力和肋骨应力; K_2^0 、 K_1 、 K_f 分别为相应的应力系数函数; P_c 为计算压力; σ_s 为材料的屈服极限。

1.2 稳定性理论及模型承载能力计算

采用以弹性稳定性理论推导出的欧拉压力计算公式^[12],对环肋圆柱壳结构失稳临界压力进行计算,对于舱段总体失稳压力,有

$$P_E = \frac{1}{n^2 - 1 + 0.5\alpha^2} \left[\frac{Et\alpha^4}{R(n^2 + \alpha^2)^2} + \frac{EI}{R^3 l} (n^2 - 1)^2 \right] \quad (3)$$

式中: n 为圆柱壳失稳时沿圆周形成的整波数; $\alpha = \frac{\pi R}{L}$, L 为舱段长度; E 为材料的弹性模量; I 为计及带板的肋骨惯性矩,计算公式如下

$$I = I_0 + \frac{ltA}{lt+A} \left(y_0 + \frac{t}{2} \right)^2 + \frac{lt^3}{12} \quad (4)$$

式中: I_0 为肋骨型材的自身惯性矩; A 为肋骨型材剖面积; y_0 为肋骨型材中和轴至带板表面距离; t 为带板厚度。

而对于壳板局部失稳压力

$$P_E = \frac{1}{n^2 - 1 + 0.5\alpha^2} \left[\frac{Et\alpha^4}{R(n^2 + \alpha^2)^2} + \frac{D}{R^3} (n^2 - 1 + \alpha^2)^2 \right] \quad (5)$$

式中: $\alpha = \frac{\pi R}{l}$, l 为肋骨间距。

计及初挠度和材料非线性的影响,分别引入舱段几何修正系数 C'_g 、肋间壳板几何修正系数 C_g 和物理修正系数 C_m ,通过弹性失稳应力 σ_E 与材料屈服强度 σ_s 的比值查询相应的图谱,获得 C'_g 、 C_g 及 C_m 值,最终可得舱段失稳临界压力的计算公式 $P'_{cr} = C_m C'_g P_E$,肋间壳板局部失稳临界压力计算公式 $P_{cr} = C_m C_g P_E$,其控制标准分别为^[11]

$$\begin{aligned} P_{cr} &\geq 1.0 P_c \\ P'_{cr} &\geq 1.2 P_c \end{aligned} \quad (6)$$

1.3 模型设计及其主要参数

本文设计的 TC4ELI 钛合金环肋圆柱壳焊接模型由两端的过渡段和中间的试验段构成,含 11 道肋位,其中, F0、F11 为端部法兰,通过螺栓与封头连接,并采用 O 形橡胶圈进行密封;其余为 T 型内肋骨,如图 2 所示。精车模型与焊接模型结构尺寸完全相同,为满足可加工性,将 T 型肋骨按截面惯性矩 I 相同等效为矩形肋骨,如图 3 所示。模型主要设计参数为:总长为 L 、直径为 D 、半径为 R 、肋骨间距为 l 、试验段板厚为 t ,长径比 $L/D = 1.59$ 、径厚比 $D/t = 145.20$ 、肋距参数 $u = 2.11$;材料属性参数:弹性模量 $E = 1.15 \times 10^5$ MPa,泊松比为 $\mu = 0.34$,屈服强度为 $\sigma_s = 795$ MPa。

根据模型设计参数,加工钛合金环肋圆柱壳焊接模型和精车模型各 1 个,如图 4~5 所示。对于焊接模型,在加工前完成钛板厚度及力学性能复测。制备过程采用“整板辊圆→纵缝焊接→壳圈矫形→套装肋骨组件”的焊接工艺;模型完工后,借助关节臂测量系统、测厚仪等手段,对模型肋骨尺寸、耐压壳板周向 16 等分线处的肋骨径向初挠度 ω 及成型厚度 t' 等参数进行测量。焊接模型初挠度 ω 与成型厚度 t' 分布如图 6~7 所示,可以看出:试验段与过渡段对接处,因焊接变形产生较大初挠度;成型厚度 t' 均为正公差。精车模型的圆柱壳体及肋骨采用锻件原料在车床上整体精加工制成,可以保证加工精度,实物形状测量结果表明,径向初挠度为微量,可忽略不计,成型板厚为正公差, $t' \approx 1.03t$ 。

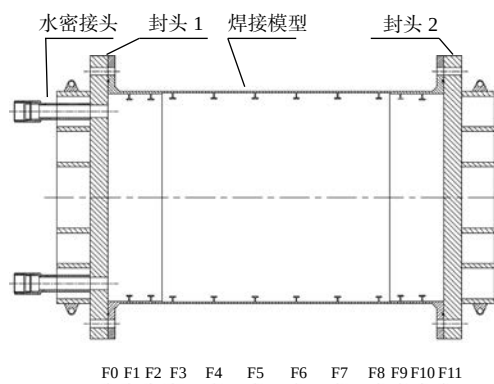


图2 焊接模型(含工装)结构型式
Fig.2 Welded model (including tooling)



图4 焊接模型实物
Fig.4 Physical object of welded model

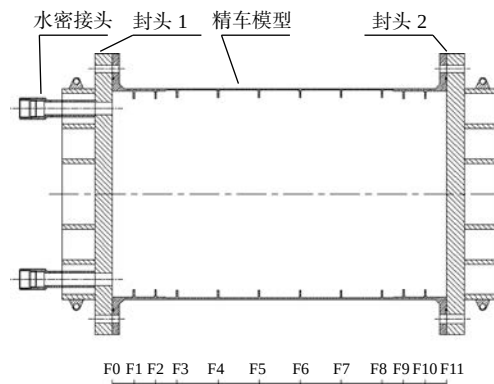


图3 精车模型(含工装)结构型式
Fig.3 Machined model (including tooling)

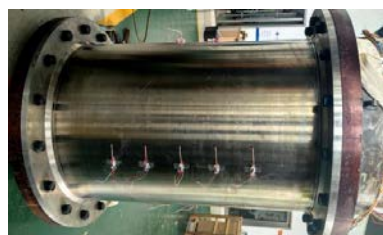


图5 精车模型实物
Fig.5 Physical object of machined model

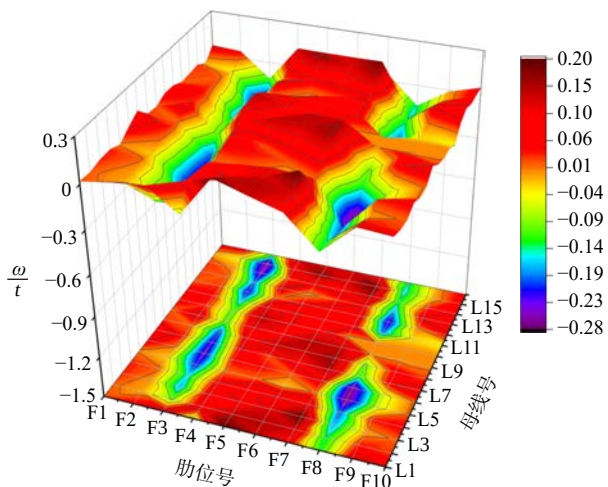


图6 焊接模型形状缺陷分布
Fig.6 Shape defects of welded model

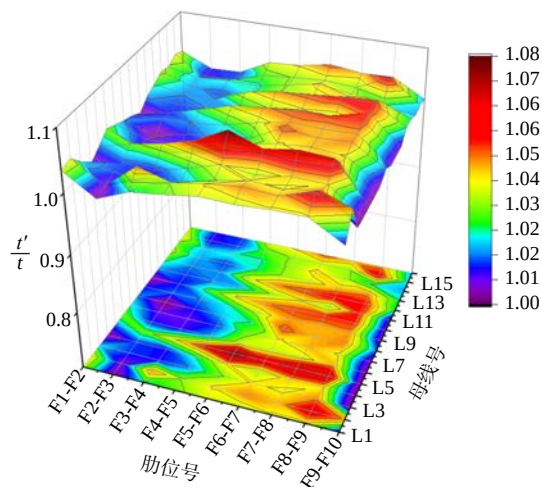


图7 焊接模型壳板厚度分布
Fig.7 Thickness of welded model

1.4 模型强度与稳定性理论计算结果

基于1.1节中的环肋圆柱壳强度理论和1.2节中的稳定性理论,结合两个模型实测尺寸参数,结果表明:典型应力项均满足强度控制标准,模型承载能力满足临界压力控制标准,如表1所示。

表1 模型理论计算结果

Tab.1 Results of theoretical calculation

项目	焊接模型	精车模型	控制标准
跨中壳板中面周向应力 σ_2^0	$0.41\sigma_s$	$0.39\sigma_s$	$0.85\sigma_s$
肋骨跨端壳板内表面纵向应力 σ_1	$0.39\sigma_s$	$0.37\sigma_s$	$1.15\sigma_s$

续表 1			
项目	焊接模型	精车模型	控制标准
肋骨应力 σ_f	$0.24\sigma_s$	$0.24\sigma_s$	$0.60\sigma_s$
肋间壳体失稳临界压力 P_{cr}	$1.23P_c$	$1.75P_c$	$1.0P_c$
舱段总体失稳临界压力 P'_{cr}	$1.67P_c$	$2.02P_c$	$1.2P_c$

2 环肋圆柱壳强度与稳定性数值计算

采用大型通用有限元软件 ANSYS 分别开展焊接模型和精车模型的强度与稳定性有限元计算。两只模型采取不同的建模策略: 焊接模型以肋骨径向初挠度实测数据建立关键点, 拟合出肋骨线后扫掠形成耐压主壳体, 同时建立 T 形肋骨; 精车模型根据模型实测参数建立耐压主壳体, 随后环切出肋骨线, 建立矩形肋骨。静强度和特征值屈曲计算时, 壳板和肋骨均采用 shell63 单元, 该单元为弹性壳单元, 适用于模拟薄壳结构, 如板、壳等; 非线性承载能力计算时, 将壳板和肋骨更新为 shell43 单元, 该单元为 4 节点塑性大应变壳单元, 具有塑性、蠕变、应力刚化、大变形和大应变的特性。网格按照肋间 9 个单元、周向 128 个单元的密度划分。

几何模型半剖图如图 8~9 所示, 壳体轴线与 z 轴重合, 圆周截面位于 x - o - y 平面。载荷与边界条件设置为: 在模型圆柱壳主壳体外表面施加法向压力 P ; 主壳体左边界刚性固定, 右边界约束 x 、 y 方向平动自由度, 沿 z 向施加轴向集中力 $F=P\pi R^2/m$, 其中, m 为有限元模型右边界节点总数。

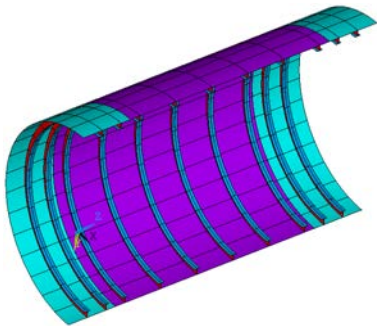


图 8 焊接模型半剖图
Fig.8 Half profile of welded model

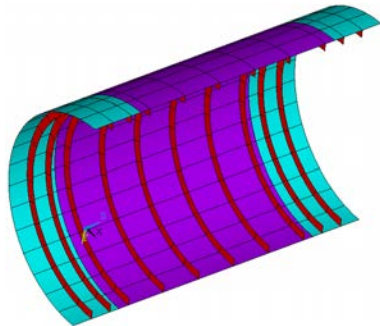


图 9 精车模型半剖图
Fig.9 Half profile of machined model

2.1 典型应力计算

静强度计算时, 令 $P = P_c$, 可得焊接模型和精车模型的应力云图分别如图 10~11 所示, 可以看出: 初始形状缺陷的存在, 破坏了焊接模型应力分布的轴对称性, 使其典型应力项的最大值较精车模型均出现一定增长, 但均满足控制标准要求(如表 2 所示)。

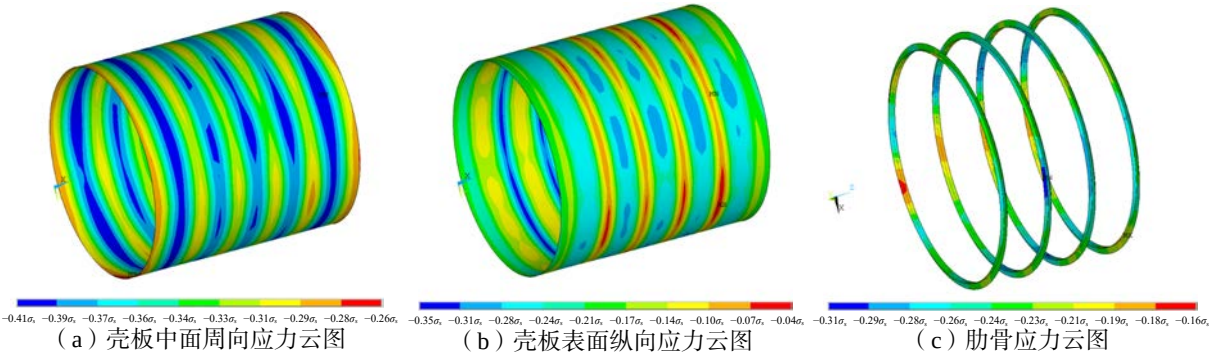


图 10 焊接模型应力云图
Fig.10 Stress nephogram of welded model

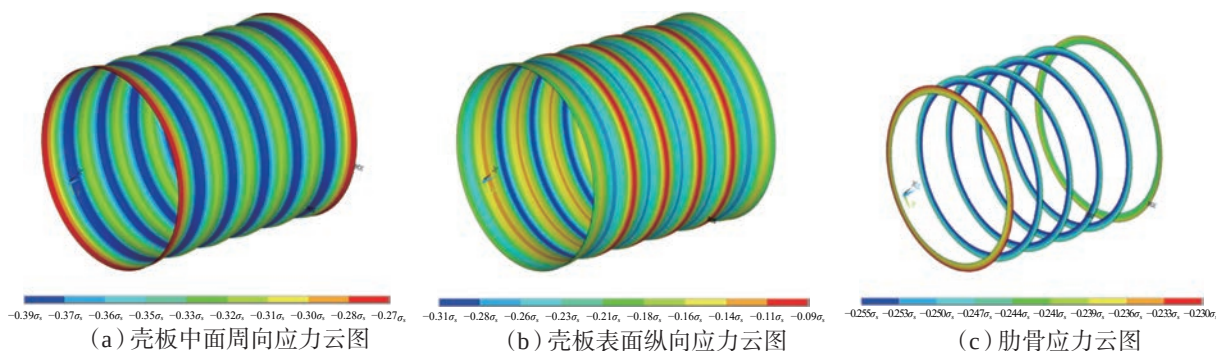


图11 精车模型应力云图

Fig.11 Stress nephogram of machined model

表2 典型应力数值计算结果

Tab.2 The numerical calculation results of the typical stress

项目	焊接模型	精车模型	控制标准
跨中壳板中面周向应力 σ_2^0	$0.41\sigma_s$	$0.39\sigma_s$	$0.85\sigma_s$
肋骨跨端壳板内表面纵向应力 σ_1	$0.35\sigma_s$	$0.31\sigma_s$	$1.15\sigma_s$
肋骨应力 σ_f	$0.26\sigma_s$	$0.26\sigma_s$	$0.60\sigma_s$

2.2 稳定性计算

在开展非线性承载能力计算时,焊接模型和精车模型采用不同的形状缺陷取值方法:前者以实测初挠度数据作为初始形状缺陷;后者以特征值屈曲模态作为初始形状缺陷,由于其制造方式为机加工,初挠度较小,因此数值计算时初始缺陷幅值假定为 $0.002r$ (r 为试验段壳板厚度)。考虑材料非线性,将其假定为理想弹塑性且各向同性材料,仿真时应力-应变曲线采用双线性随动强化模型BKIN,第一条直线的斜率为弹性模量,设置为 E ,第二条直线的斜率为切线模量,设置为0;开启大变形,采用弧长法进行计算。

计算结果表明:焊接模型破坏形态呈现舱段总体破坏特征,破坏压力为 $1.68P_c$ 。提取精车模型前50阶特征值屈曲模态,其中第1、2阶(二者相同)和第9、10阶(二者相同)均为舱段总体失稳,临界屈曲压力分别为 $2.20P_c$ 、 $2.38P_c$;其余各阶模态均为肋间壳板局部失稳,其中第3阶临界屈曲压力为 $2.29P_c$;若以第1、9阶屈曲模态作为初始缺陷形态时,模型均发生总体失稳,极限承载能力破坏压力分别为 $2.03P_c$ 、 $2.26P_c$;若以第3阶屈曲模态作为初始缺陷形态时,模型发生肋间壳板局部失稳,极限承载能力破坏压力为 $2.22P_c$,模型破坏形态及压力-变形曲线如图12所示。

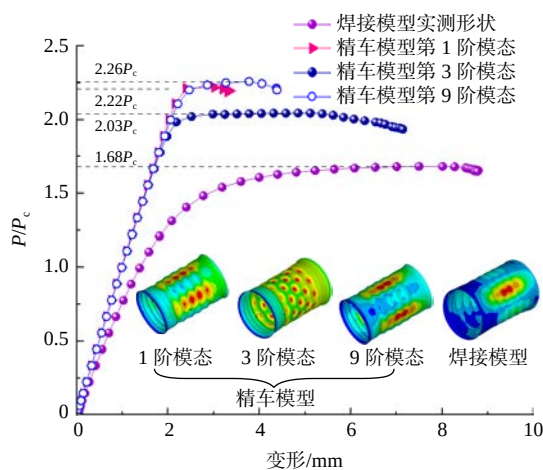


图12 模型压力-变形曲线及失效模式

Fig.12 The pressure-deformation curve and failure modes of the model

3 模型水压试验及应变测量

钛合金环肋圆柱壳焊接模型和精车模型的静压强度和极限承载能力试验在中国船舶科学研究中心水下工程结构试验室进行,主要试验设备包括压力筒、UCAM 静态应变测试系统、压力传感器、压力

表、图像采集系统等,试验示意如图13所示。通过开展模型强度与破坏试验,验证环肋圆柱壳结构的设计和评估方法,考察形状缺陷对结构极限承载能力和失效模式的影响。

3.1 强度试验应变测试结果

试验前在模型 L5、L13 和 L1、L9 两对对向母线的肋骨面板处沿模型周向布置单向应变片(A1~A6),以获得肋骨应力 σ_r ;在肋骨根部壳板的内表面沿模型周向和轴向布置双向应变片,以获得跨端壳板内表面纵向应力 σ_1 ;在肋骨跨中壳板的内、外表面沿模型周向和轴向均布置双向应变片,以计算跨中壳板的中面周向应力 σ_2^0 ,如图14所示。试验时,通过高压水泵对压力筒缓慢逐级加载,使模型外部压力 P_e 。按图15所示递增至极限压力 P_e ,随后逐级卸载至0 MPa,以模拟装备在潜浮作业中的静水外压变化情况。在各压力档稳压过程中,采用UCAM静态应变测试系统对应变数据进行采集,以实时监测应力状态。

由应变测试数据可得:两个模型测点的压力-应变曲线具有良好的线性和回复性,选取图14中6个双向测点为监测点,其曲线如图16~17所示;采用Hooke定律计算压力 P_e 下的典型结构应力,并将应力均值汇总于表3。

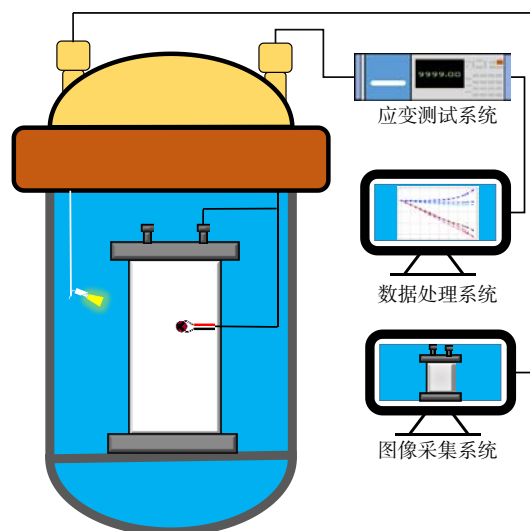


图13 试验系统示意图

Fig.13 Schematic of the test system

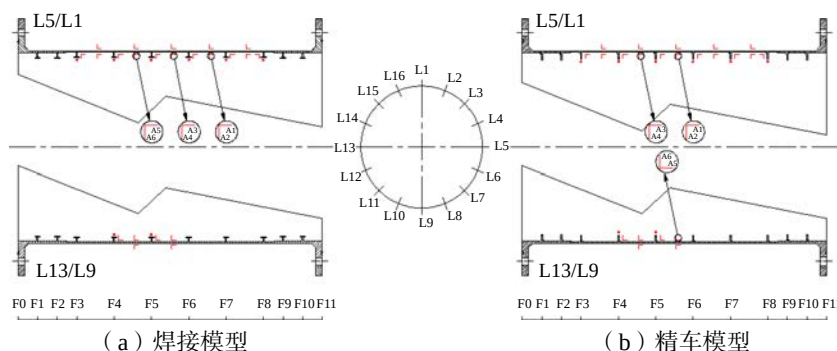


图14 焊接模型(左)/精车模型(右)应变测点分布图

Fig.14 Strain measuring point distribution of welded model (left)/machined model (right)

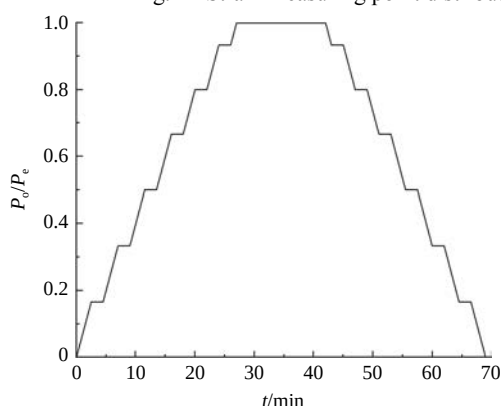


图15 强度试验加载曲线

Fig.15 Loading curve of strength test

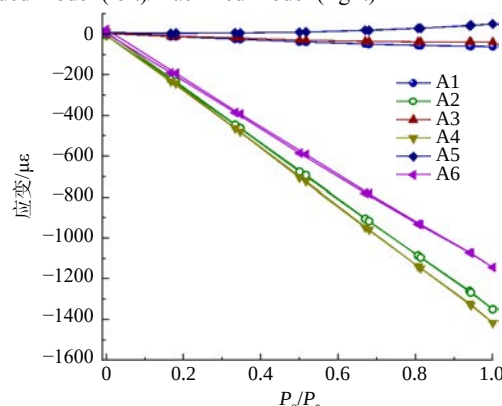


图16 强度试验焊接模型压力-应变曲线

Fig.16 The pressure-strain curve of the welded model in strength test

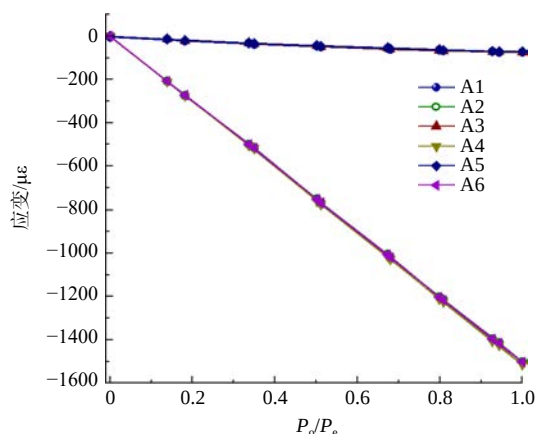


图17 强度试验精车模型压力-应变曲线

Fig.17 The pressure-strain curve of the machined model in strength test

表3 典型结构应力试验结果

Tab.3 The test results of typical structural stress

项目	焊接模型	精车模型	控制标准
跨中壳板中面周向应力 σ_2^0	$0.38\sigma_s$	$0.39\sigma_s$	$0.85\sigma_s$
肋骨跨端壳板内表面纵向应力 σ_1	$0.35\sigma_s$	$0.33\sigma_s$	$1.15\sigma_s$
肋骨应力 σ_f	$0.25\sigma_s$	$0.23\sigma_s$	$0.60\sigma_s$

通过对比各典型应力项的理论值、仿真值和试验值可以看出:

1) 由于两个模型尺寸参数基本相同, 故应力结果均较为接近; 焊接模型因为形状缺陷的存在, 导致其应力分布不均匀, 峰值略高于精车模型; 同时, 三种方法对典型应力计算结果的吻合度整体较高, 均满足控制标准。

2) 对于焊接模型, 跨中壳板中面周向应力, 试验值略低于仿真值和理论值; 跨端壳板内表面纵向应力, 理论值略高于仿真值和试验值; 肋骨应力表现为理论值略低, 试验值次之, 仿真值最高。

3) 对于精车模型, 跨中壳板中面周向应力, 三种方法结果完全吻合; 跨端壳板内表面纵向应力表现为理论值略高, 试验值次之, 仿真值最低; 肋骨应力表现为试验值略低, 理论值次之, 仿真值最高。

进一步地, 沿母线方向分别提取焊接模型和精车模型试验段壳板中面周向应力和内表面纵向应力数值仿真曲线, 如图 18~19 所示, 通过对比可以看出: 应力分布规律一致; 中面周向应力峰值相当; 由于焊接模型存在形状缺陷, 肋骨根部壳板内表面纵向应力的峰值较精车模型高。

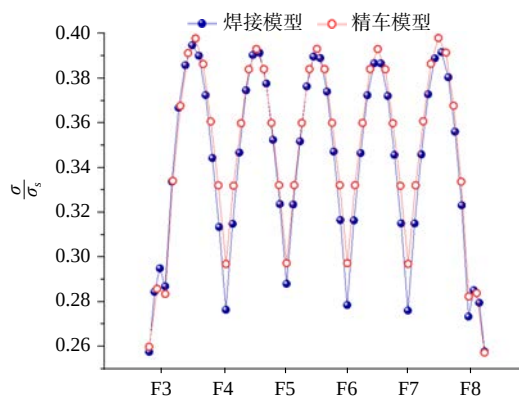


图18 中面周向应力对比

Fig.18 Comparison of midplane circumferential stress

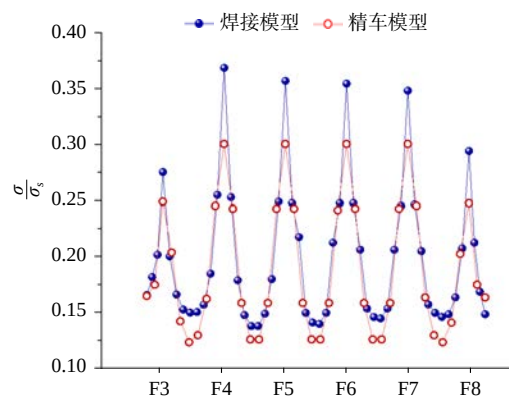


图19 内表面纵向应力对比

Fig.19 Comparison of longitudinal stress on inner surface

3.2 极限承载能力破坏试验结果

对于焊接模型, 当加压至 $1.94P_c$ 时, 压力筒内传来一声巨响, 压力骤降至 0, 选取典型位置测点的压力-应变曲线(如图 20 所示), 由图可以看出, 压力增至 $1.3P_c$ 后, 部分曲线呈现非线性; 而对于精车模型, 当加压至 $2.27P_c$ 时, 压力筒内传来一声巨响, 压力骤降至 0, 选取典型位置测点的压力-应变曲线(如图 21 所示), 由图可以看出, 各测点应变呈线性增长, 直至达到破坏压力。

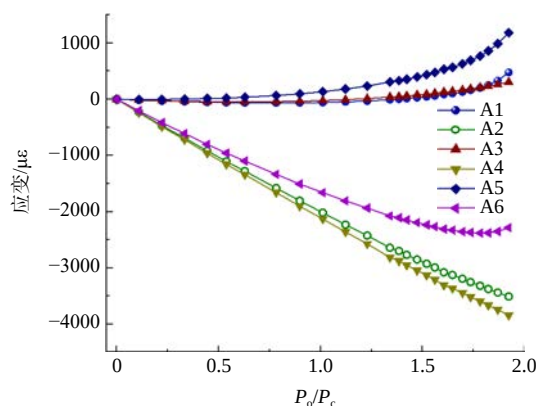


图20 破坏试验焊接模型测点压力-应变曲线

Fig.20 The pressure-strain curve of the welded model in destruction test

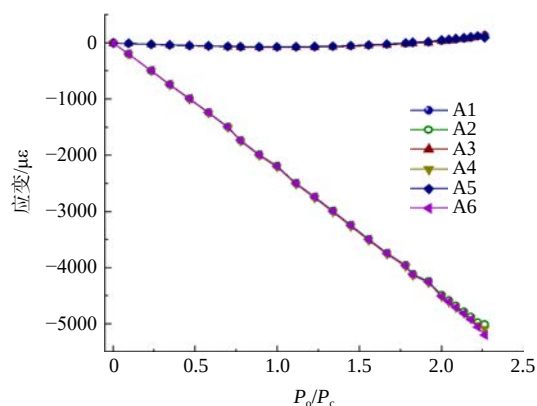


图21 破坏试验精车模型测点压力-应变曲线

Fig.21 The pressure-strain curve of the machined model in destruction test

焊接模型破坏形态较为复杂,大致呈现舱段总体失稳破坏特征,具体表现为:模型在 F5~F6 跨间壳板处沿环向断为两截;F3~F5、F5~F8 肋间出现壳板带动肋骨内卷现象,在母线 14 附近形成纵向大凹陷;F2~F3 厚薄板环焊缝处,沿周向自母线 14 出现裂口,如图 22 所示。

精车模型的破坏模式呈现总体与局部混合失稳破坏特征:在肋位 F5~F8 间出现总体大凹陷,并沿环向断为两截;断口附近壳板及肋骨卷曲变形,并沿环向形成多个凹凸交替的半波,如图 23 所示。



图22 焊接模型破坏形态

Fig.22 Failure pattern of welded model



图23 精车模型破坏形态

Fig.23 Failure pattern of machined model

对于焊接模型和精车模型的极限承载能力,通过对比理论、数值计算和试验结果,可以得出以下结论:

1)从单一模型破坏压力来看,理论结果表明,两个模型肋间壳板失稳临界压力均低于舱段总体失稳临界压力,故模型发生肋间壳板局部失稳的可能性较大;但仿真和试验结果均高于肋间壳板失稳临界压力理论值,因此可得该理论计算结果偏保守。

2)从单一模型破坏模式来看,焊接模型的数值和试验结果均为舱段总体失稳,数值破坏压力 $1.68P_c$ 与理论值 $1.67P_c$ 相对误差仅为 0.6%;试验破坏压力为 $1.94P_c$,略高于理论和数值结果,主要原因是理论和数值计算在模型尺寸、材料屈服强度取值时均取偏危险值,例如板厚取最小值、肋骨间距取最大值、屈服强度取最小值。精车模型数值计算存在两种潜在破坏模式,对于舱段总体失稳而言,选取不同的特征值屈曲模态,破坏压力不同,其中低阶模态对应的破坏压力为 $2.03P_c$,与理论值 $2.02P_c$ 相对误差为 0.5%,高阶模态对应的破坏压力为 $2.26P_c$,与理论值 $2.02P_c$ 相对误差为 10.62%;而模型试验结果为混合失稳,实测破坏压力 $2.27P_c$ 与肋间壳板失稳临界压力的数值解 $2.22P_c$ 相对误差为 2.2%,与舱段总体失稳临界压力的数值解 $2.26P_c$ 相对误差为 0.4%。

为进一步厘清精车模型失效模式的影响因素,本文以试验段厚度为变量,选取设计值 t 为输入参数,进行特征值屈曲计算。提取前 50 阶特征值屈曲模态,结果表明:第 13、14 阶(二者相同)为舱段总体失稳,失稳压力为 $2.07P_c$;其余各阶均为肋间壳板局部失稳,其中第 1 阶失稳压力为 $1.94P_c$ (如图 24 所

示)。通过对比基于实测板厚和设计板厚获得的精车模型稳定性数值计算结果可以发现:板厚是影响模型失效模式的重要因素,对失稳压力和破坏形式均有显著影响。

3)对比两个模型的极限承载能力结果(如表4所示)可以看出:初始形状缺陷对模型极限承载破坏压力有较大影响;同时,由于焊接模型采用实测初挠度为输入建立含初始缺陷的数值模型,破坏模式具有一定的确定性,而精车模型采用不同的特征值屈曲模态作为初始缺陷,并以 $0.002r$ 作为缺陷幅值,破坏模式具有一定的不确定性,通过筛选多阶模态开展计算,可获得模型潜在的破坏模式。

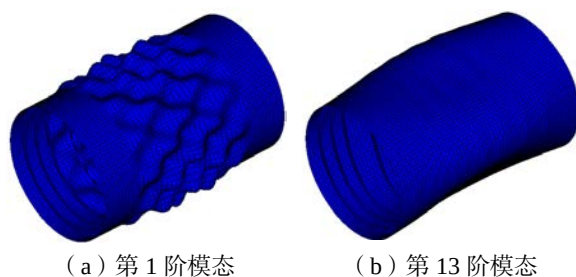


图24 基于设计板厚的精车模型特征值屈曲模态

Fig.24 The eigenvalue buckling mode of the machined model based on the design plate thickness

表4 模型极限承载能力结果对比

Tab.4 Comparison of the models' ultimate bearing capacity

项目	焊接模型			精车模型		
	理论	数值	试验	理论	数值	试验
肋间壳体失稳临界压力 P_{cr}	$1.23P_c$	—	—	$1.75P_c$	$2.22P_c$	$2.27P_c$
舱段总体失稳临界压力 P'_{cr}	$1.67P_c$	$1.68P_c$	$1.94P_c$	$2.02P_c$	$2.03P_c/2.26P_c$	

4 结 论

本文针对初始形状缺陷对薄壁钛合金环肋圆柱壳结构极限承载及失效模式的影响问题,开展了模型设计及试验研究,并基于理论计算和数值仿真,对结构强度及稳定性进行了分析,得出以下结论:

(1)三种方法对典型应力计算结果的一致性良好,在给定计算压力 P_c 下,结构各应力项均满足控制标准要求;同时,模型的极限承载破坏压力亦满足控制标准要求,验证了模型设计的可行性以及理论与数值方法的适用性。

(2)环肋圆柱壳结构强度与结构尺寸参数直接相关,受焊接带来的初始形状缺陷的影响不明显,焊接模型与精车模型各典型应力值均相当;然而,初始形状缺陷对结构破坏压力及破坏形态影响较大。精车模型与焊接模型的破坏模态分别为肋间壳体局部失稳和舱段总体失稳,破坏压力从 $2.27P_c$ 降至 $1.94P_c$,降幅达14.5%。

(3)基于实测初挠度和材料参数的非线性有限元模型,能够较好地预测环肋圆柱壳焊接模型的极限载荷及破坏形态。而采用特征值屈曲模态作为初始形状缺陷形态、并引入小量扰动作为缺陷幅值的非线性有限元模型,则能够较好地预测环肋圆柱壳精车模型的极限载荷及破坏形态。

参 考 文 献:

- [1] 陈志平, 焦 鹏, 马 赫, 等. 基于初始缺陷敏感性的轴压薄壁圆柱壳屈曲分析研究进展[J]. 机械工程学报, 2021, 57(22): 114–129.
Chen Z P, Jiao P, Ma H, et al. Advances in buckling analysis of axial compression loaded thin-walled cylindrical shells based on initial imperfection sensitivity[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(22): 114–129. (in Chinese)
- [2] 王 林, 李 峰, 田冀锋. 初始缺陷对耐压圆柱壳结构极限承载力的影响[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2009, 23(1): 1–4.

- Wang L, Li F, Tian J F. Influence of initial defects on ultimate bearing capacity of cylindrical shell structures[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2009, 23(1): 1–4. (in Chinese)
- [3] 王 林, 蒋 理, 王仁华, 等. 初始缺陷对耐压圆柱壳塑性稳定性影响初探[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2007, 5: 1–3+8.
- Wang L, Jiang L, Wang R H, et al. Original research on influence of initial deflection on plastic stability of ring-stiffened circular cylindrical shell[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2007, 5: 1–3+8. (in Chinese)
- [4] 熊志鑫, 回汉举, 黄志权, 等. 含模态缺陷的环向加肋圆柱壳极限强度分析[J]. 舰船科学技术, 2021, 43(5): 1–5.
- Xiong Z X, Hui H J, Huang Z Q, et al. Ultimate strength analysis of circumferential ribbed cylindrical shells with modal defects[J]. Ship Science and Technology, 2021, 43(5): 1–5. (in Chinese)
- [5] 王 伟, 朱时洋, 和卫平. 基于实测几何缺陷的圆柱壳外压承载能力分析[J]. 中国舰船研究, 2019, 14(4): 40–46.
- Wang W, Zhu S Y, He W P. Analysis on external pressure bearing capacity of cylindrical shell based on measured geometric defects[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2019, 14(4): 40–46. (in Chinese)
- [6] 李永胜, 王纬波, 李泓运, 等. 静水压下含缺陷中厚复合材料圆柱耐压壳的极限强度[J]. 复合材料学报, 2023, 40(5): 2639–2652.
- Li Y S, Wang W B, Li H Y, et al. Ultimate strength of imperfect moderate thick composite cylindrical pressure shell under hydrostatic pressure[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2023, 40(5): 2639–2652. (in Chinese)
- [7] Thang Q D, Hyun S P, Rai S C. 外部静水压力作用下完好和损伤环肋圆柱壳极限强度计算公式[J]. 中国舰船研究, 2019, 14(S2): 23–31.
- Thang Q D, Hyun S P, Rai S C. Ultimate strength formulae of intact and damaged ring-stiffened cylinders under external hydrostatic pressure[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2019, 14(Supp2): 23–31. (in Chinese)
- [8] 白 旭, 李金华. 轴对称缺陷轴压圆柱壳稳定性分析刚度折减方法[J]. 舰船科学技术, 2020, 42(13): 34–39.
- Bai X, Li J H. Stiffness reduction method to stability analysis of cylindrical shell with axially symmetric defect under axial compression[J]. Ship Science and Technology, 2020, 42(13): 34–39. (in Chinese)
- [9] 谢晓忠, 赵 颀, 冯士超, 等. 含初始静应力场的水下耐压结构强度与稳定性研究[J]. 船舶力学, 2025, 29(3): 465–473.
- Xie X Z, Zhao X, Feng S C, et al. Strength and stability analysis on hydrostatic pressure structure with initial stress field[J]. Journal of Ship Mechanics, 2025, 29(3): 465–473. (in Chinese)
- [10] 许辑平, 等. 潜艇强度[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- Xu J P, et al. Submarine intensity[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1980. (in Chinese)
- [11] GJB/Z 21A-2001. 潜艇结构设计计算方法[S]. 2001.
- GJB/Z 21A-2001. Calculation method of submarine structure design[S]. 2001. (in Chinese)
- [12] 欧阳吕伟, 叶 聪, 李艳青, 等. 大深度潜水器耐压结构强度计算方法[M]. 北京: 国防工业出版社, 2022.
- Ouyang L W, Ye C, Li Y Q, et al. Calculation method of structural strength of large depth submersible under pressure[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2022. (in Chinese)