

材料和结构中缺陷对大深度载人舱耐压球壳的影响分析
姓 名 张苏杰
江苏科技大学

学校代码: 10289
分 类 号: U661.4
密 级: 公开
学 号: 159020037



江苏科技大学

专业硕士学位论文

(全日制专业学位)

材料和结构中缺陷对大深度载人舱 耐压球壳的影响分析

研 究 生 姓 名 张苏杰 导 师 姓 名 唐文献、王芳
申 请 学 位 类 别 工 程 硕 士 学 位 授 予 单 位 江 苏 科 技 大 学
专 业 领 域 机械工程 论 文 提 交 日 期 2018 年 05 月 04 日
研 究 方 向 海工装备数字化设计理论及方法 论 文 答 辩 日 期 2018 年 06 月 08 日
答 辩 委 员 会 主 席 _____ 评 阅 人 _____

2018 年 06 月 08 日

分类号： U661.4

密 级： 公开

学 号： 159020037

江苏科技大学 硕士学位论文

材料和结构中缺陷对大深度载人舱耐压球壳的影响分析

学生姓名： 张苏杰

指导教师： 唐文献 教 授
王 芳 副教授

江苏科技大学
二〇一八年六月

A Thesis Submitted in Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering

Analysis on the Effects of Material and Structural
Defects on the Property of Deep-sea Manned Spherical
Hull

Submitted by
Sujie Zhang
Supervised by
Professor Wenxian Tang and
Associate Professor Fang Wang

Jiangsu University of Science and Technology

June, 2018

江苏科技大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

江苏科技大学学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权江苏科技大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于：

(1)保密 ☐，在年解密后适用本授权书。

(2)不保密 ☒。

学位论文作者签名：

指导教师签名：

年 月 日

年 月 日

摘 要

大深度载人潜水器技术是当今深海高技术发展前沿的一个重要组成部分，也是我国海洋装备发展的重点之一。目前我国已经启动了全海深（11000 米）的载人潜水器的研制工作，要保证潜水器的安全使用，其关键部件安全性评估理论的建立是非常重要的一项工作。大深度载人潜水器的研制蕴含了诸多关键技术，其中，难度最大的就是载人舱的设计和制造技术以及使用过程中安全评估技术。

本文基于全海深作业型载人潜水器“彩虹鱼号”研发以及我国“蛟龙号”、“深海勇士号”使用安全的需要，开展材料和结构中的缺陷对大深度载人舱耐压球壳的影响分析。分析中涉及高强度钛合金和马氏体镍钢两类材料，以试验模型球作为载人舱的简化分析模型，分别考虑了材料内部体积缺陷、球壳几何缺陷、焊接残余应力、裂纹缺陷这四类因素作为“广义缺陷”进行分析，以期为载人舱的安全评估提供基础。

材料、结构、载荷和环境是影响载人舱性能的四大要素。材料选择的合理性是保证球壳使用性能的前提。“蛟龙号”和“深海勇士号”的载人球壳选用了 800MPa 级的高强度钛合金，优异的焊接性能和耐腐蚀性能使其成为在役大深度载人舱的首选材料。而万米级载人潜水器“彩虹鱼号”载人舱研制过程中，综合考虑加工制造难度和材料成熟度，选用了 1700MPa 的马氏体镍钢材料作为壳体材料。钛合金球壳采用了锻件焊接工艺制造，而马氏体镍钢球壳使用了半球铸造后法兰连接工艺，完全避免焊接。本文首先对这两种材料的力学性能以及焊接型和法兰连接型球壳的结构特点进行了分析，对球壳材料和结构中可能存在的广义缺陷类型进行了评述。分析和评述结果是缺陷对球壳影响研究的基础。

体积缺陷是较易出现的焊接缺陷和铸造缺陷形式。体积型缺陷对材料性能的影响，包括对材料延伸率的影响、材料强度的影响，对材料延伸率的影响最终会导致结构强度的降低。本文以钛合金试样为例，基于 abaqus，模拟含体积型缺陷钛合金试棒的拉伸试验，探究缺陷直径和缺陷数量对材料性能的影响，并对球壳进行动态压溃分析以探究延伸率对载人舱静强度的影响。

耐压球壳初始几何缺陷的几何形式以及引入初始几何缺陷对其强度的影响相当显著。本文基于万米级潜水器载人舱的试验模型球的试验结果，介绍了耐压球壳初始几何缺陷的测量方式，通过三轴测量仪测量其网格点厚度来计算球壳的整体圆度偏差，通过对比所用球壳结构与完整球壳的缺陷形式的对比、有限元计算结果与试验结果的对比，验证了球壳初始几何缺陷的等效方法以及有限元中计算引入初始几何缺陷之后的极限强度的准确性。

在焊接构件中，裂纹缺陷是最严重、最常见的一种缺陷。裂纹的扩展将严重降低构件的使用寿命。本文运用软件 abaqus 和专业裂纹扩展计算软件 Franc 3D 对耐压球

壳进行裂纹扩展模拟，计算带半椭圆裂纹的载人舱结构在承受海水疲劳载荷与焊接残余应力共同作用下的应力强度因子，读取裂纹扩展率曲线，对球壳的疲劳寿命进行了预报。

本文的研究结果将对载人舱设计、制造和使用过程中的结构安全性分析理论的建立提供基础。

关键词：耐压球壳；几何缺陷；残余应力；体积缺陷；裂纹；疲劳

Abstract

The technology of deep-sea manned submersible is an important part of the development of deep-sea high technology, and is also one of the key points in the development of marine equipment in China. At present, China has started the development of full-ocean-depth (11000 meters) manned submersible. To ensure the safety of the submersible, the establishment of the safety assessment theory of its key components is a very important task, which contains a number of key technologies. The most one is the design and manufacturing technology of the manned cabin and the safety assessment technology during its application.

Based on the development of the full-ocean-depth manned submersible "Rainbow Fish" and the needs of the submersibles "Jiao long" and "deep-sea warrior" in our country, the effects of material and structural defects on the property of deep-sea manned spherical hull is analyzed. The analysis involves two kinds of materials, namely high strength titanium alloy and maraging steel. The test spherical model is used as the simplified analysis model of the manned cabin. The four kinds of factors such as the volume defect in the material, the geometric defect of the spherical hull, the welding residual stress and the crack defect are considered respectively as the "generalized defects", are analyzed in order to provide basis for establishing the safety assessment theory of the manned cabin.

It is quite easy to find volume defects in welding and casting components. The volume defects will have effects on the material properties, including the material elongation and tensile strength. And the decrease of the material elongation may eventually lead to the decrease of the structure strength. In this thesis, a tensile sample made of titanium alloy is taken as an example to simulate the tensile test with volume defects based on ABAQUS. The effect of the diameter of the defect and the number of defects on the properties of the material is analyzed, and the dynamic crushing of the spherical hull is analyzed in order to study the effect of the elongation on the static strength of the manned cabin.

The initial geometric imperfection and the method to include initial geometric imperfection will have significant effect on the strength of the spherical shell. Based on the test results of the model sphere of a man cabin made of maraging steel, this paper introduces the measurement method of the initial imperfection of the hull. By measuring the thickness along the grid points by three-axis measuring instrument, the overall roundness deviation of

the spherical hull is calculated. By contrasting the imperfection form of actual spherical hull and the idealized spherical hull, together with comparing the experimental results with finite element results, the equivalent method to introduce the initial geometric imperfection of the spherical hull is studied as well as verifying the accuracy of ultimate strength calculation after introducing the initial geometric imperfection in the finite element method.

Crack defect is the most serious and common defect in welded components. The propagation of cracks will seriously reduce the service life of the components. In this thesis, the crack propagation in a spherical shell is simulated by software ABAQUS and Franc3D. The stress intensity factors of a semi elliptical crack under the interaction of fatigue load and welding residual stress are calculated, and the crack growth rate curve is obtained. The fatigue life of the spherical hull is according carried out based on calculation results.

The research results in this thesis will provide a basis for the establishment of structural safety analysis theory in the design, manufacture and use of manned cabin.

Keywords: Pressured spherical; hull geometric imperfection; residual stress; volume defect; crack; fatigue

目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	III
第 1 章 绪 论.....	1
1.1 课题研究的背景和意义.....	1
1.2 国内外载人潜水器和载人舱发展现状.....	3
1.3 载人舱静强度和疲劳强度研究现状.....	5
1.3.1 载人舱静强度研究现状.....	5
1.3.2 载人舱疲劳强度研究现状.....	7
1.4 本文研究主要内容.....	8
1.5 本章小结.....	10
第 2 章 大深度载人舱耐压球壳的材料、结构特征及广义缺陷类型.....	11
2.1 载人舱主要备选材料性能分析.....	12
2.1.1 高强度钛合金.....	12
2.1.2 马氏体镍钢.....	13
2.2 球壳的结构特征.....	18
2.2.1 焊接型钛合金球壳的结构特征.....	19
2.2.2 螺栓连接型球壳的结构特征.....	20
2.3 广义缺陷类型.....	20
2.3.1 材料内部体积缺陷.....	21
2.3.2 裂纹缺陷.....	21
2.3.3 焊接残余应力.....	21
2.3.4 加工制造几何缺陷.....	22
2.4 本章小结.....	22
第 3 章 内部体积缺陷对球壳材料性能的影响分析.....	23
3.1 材料内部体积缺陷形式.....	23
3.2 建模.....	24
3.3 本构模型的选择.....	25
3.3.1 Johnson-Cook 本构.....	25
3.3.2 各向同性弹性理论.....	25
3.3.3 各向同性塑性理论.....	26

3.4 失效准则的选择.....	27
3.4.1 金属延性准则.....	27
3.4.2 Johnson-Cook 断裂准则.....	27
3.5 计算结果分析.....	27
3.5.1 静力分析.....	27
3.5.2 动态分析.....	28
3.6 基本拉伸性能随缺陷参数的变化分析.....	29
3.6.1 单孔缺陷对钛合金材料性能的影响.....	29
3.6.2 多孔对材料性能的影响分析.....	32
3.7 压溃分析.....	34
3.7.1 球壳压溃过程计算.....	34
3.7.2 延伸率对球壳压溃的影响分析.....	35
3.8 小结.....	35
第 4 章 初始几何缺陷对球壳性能的影响分析.....	37
4.1 初始几何缺陷的形式.....	37
4.2 实际测量的马氏体镍钢模型球缺陷形式.....	38
4.3 球壳初始缺陷的等效形式.....	40
4.4 模型试验.....	40
4.5 球壳极限强度理论.....	41
4.5.1 基于小挠度的线弹性失稳理论.....	41
4.5.2 基于大挠度的屈服强度理论.....	41
4.5.3 美国海军泰勒水池耐压球壳设计公式.....	42
4.5.4 俄罗斯深海潜水器耐压壳的临界压力公式.....	42
4.5.5 潘彬彬、崔维成等人提出的计算公式.....	42
4.5.6 中国船级社规范 2013 版设计公式.....	43
4.6 屈曲分析.....	43
4.6.1 线性屈曲计算.....	43
4.6.2 线性屈曲计算结果.....	46
4.6.3 非线性屈曲计算.....	47
4.6.4 非线性屈曲计算结果.....	47
4.7 小结.....	48
第 5 章 裂纹缺陷对球壳的影响分析.....	49
5.1 裂纹扩展理论.....	49
5.1.1 Paris 公式.....	50

5.1.2 Waker 公式.....	50
5.1.3 Forman 公式.....	51
5.2 裂纹闭合效应.....	51
5.3 平板裂纹数值分析.....	52
5.4 球壳裂纹数值分析.....	55
5.4.1 裂纹扩展率模型.....	55
5.4.2 外载荷加载方式.....	59
5.4.3 残余应力加载方式.....	59
5.4.4 Franc 3D 施加残余应力.....	60
5.4.5 球壳裂纹的结果分析.....	60
5.5 小结.....	62
总结与展望.....	63
参考文献.....	65
攻读硕士学位期间所发表的学术成果及参与的科研项目.....	71
致 谢.....	73

Contents

Abstract(Chinese)	I
Abstract(English)	III
Chapter 1 Introduction	1
1.1 Background and significance of the subject.....	1
1.2 Research status of submersible and manned cabin at home and abroad.....	3
1.3 Research status of static strength and fatigue strength of manned cabin.....	5
1.3.1 Research status of static strength of manned cabin.....	5
1.3.2 Research status of fatigue strength of manned cabin.....	7
1.4 The main contents of the paper.....	8
1.5 Chapter summary.....	10
Chapter 2 Material、structure characteristics and generalized defect types	11
2.1 Performance analysis on main selected materials of manned cabin.....	12
2.1.1 High strength titanium alloy.....	12
2.1.2 Maraging steel.....	13
2.2 Structure characteristics of spherical shell.....	18
2.2.1 Structure characteristics of weld spherical shell.....	19
2.2.2 Structure characteristics of bolted spherical shell.....	20
2.3 Generalized defect types.....	20
2.3.1 Internal volume defect of material.....	21
2.3.2 Crack defect.....	21
2.3.3 Welding residual stresses.....	21
2.3.4 Geometric defect.....	22
2.4 Chapter summary.....	22
Chapter 3 Effect of internal volume defects on the properties	23
3.1 Internal volume defect form.....	23
3.2 Modeling.....	24
3.3 The selection of constitutive model.....	25
3.3.1 Johnson-cook model.....	25
3.3.2 Isotropic elastic theory.....	25
3.3.3 Isotropic plasticity theory.....	26
3.4 The selection of failure criteria.....	27
3.4.1 Metal ductility criterion.....	27

3.4.2 Johnson-Cook fracture criterion.....	27
3.5 Calculation results.....	27
3.5.1 Static analysis.....	27
3.5.2 Dynamic analysis.....	28
3.6 Effect of defect parameters on tensile properties.....	29
3.6.1 Effect of single defect on the properties.....	29
3.6.2 Effect of multiple defects on the properties.....	32
3.7 Collapse analysis.....	34
3.7.1 Collapsing process of spherical shell.....	34
3.7.2 Effect of elongation on the collapse of spherical shell.....	35
3.8 Chapter summary.....	35
Chapter 4 Effect of initial geometric imperfections on the properties.....	37
4.1 The form of initial geometric imperfections.....	37
4.2 Practical measurement of maraging steel model ball.....	38
4.3 The equivalent form of the initial defect of the spherical shell.....	40
4.4 Model test.....	40
4.5 Ultimate strength theory of spherical shell.....	41
4.5.1 The theory of linear elastic instability based on small deflection.....	41
4.5.2 Yield strength theory based on large deflection.....	41
4.5.3 Taylor formula.....	42
4.5.4 Pressure formula for pressure hull of Russian deep-sea submersible.....	42
4.5.5 The calculation formula proposed by B B pan, W C cui.....	42
4.5.6 The design formula of CCS at 2013.....	43
4.6 Buckling analysis.....	43
4.6.1 Linear buckling calculation.....	43
4.6.2 Results of linear buckling.....	46
4.6.3 Nonlinear buckling calculation.....	47
4.6.4 Results of nonlinear buckling.....	47
4.7 Chapter summary.....	48
Chapter 5 Effect of crack defects on the spherical shell.....	49
5.1 Crack propagation theory.....	49
5.1.1 Paris formula.....	50
5.1.2 Waker formula.....	50
5.1.3 Froman formula.....	51

5.2 Crack closure effect.....	51
5.3 Numerical analysis on cracked plates.....	52
5.4 Numerical analysis on cracked spherical shell.....	55
5.4.1 Crack growth rate model.....	55
5.4.2 Pressure loading method.....	59
5.4.3 Residual stress loading method.....	59
5.4.4 Franc 3D load residual stress.....	60
5.4.5 Result of cracked spherical shell.....	60
5.5 Chapter summary.....	62
Summary and Prospects.....	63
References.....	65
Research achievements and projects during master education.....	71
Acknowledgement.....	73

第1章 绪论

1.1 课题研究的背景和意义

陆地资源的日趋枯竭迫使人类将目光投向了海洋，海洋成为当前最有发展潜力的战略空间。海洋中蕴藏着丰富的生物资源、能源、水资源、矿产资源^[1]，各国已经展开了对海洋中资源进行开发利用的装备竞赛。我国也是如此，要满足海洋资源开采这一迫切需求，成为海洋强国，需要依靠先进的作业装备。党的十八大报告中明确提出了“建设海洋强国”的目标，海洋强国是指在开发海洋、利用海洋、保护海洋、管控海洋方面拥有强大综合实力的国家。而这些实力就体现在海洋科学和海洋技术的发展水平上。对深海的探索研究代表了当今海洋高技术的发展前沿，大深度载人潜水器技术是其中的一个重要组成部分。

载人潜水器的发展已有近一百的历史，人类从上个世纪二十年代开始研制带浮力舱的第一代深潜器。到60年代中期，载人潜水器已迅速的发展为自由自航式第二代潜水器。目前为止，美国、前苏联、法国、日本、中国等均已研制成功大深度作业型载人潜水器，最大作业深度达到7000米，其中有14艘作业频率较高，下潜深度达到4500米以上的载人潜水器共有7艘。目前为止，作业型载人潜水器中影响最大的是美国的“阿尔文”号。2012年，中国研制的“蛟龙号”载人潜水器海试成功，代表了中国在深海装备研究上进入了一个新的时代。此时，国际载人潜水器领域又把目光投向了全海深（11000米）的载人潜水器。美国著名导演卡梅隆带领的团队研制的单人潜水器“深海挑战者”号已下到马里亚纳海沟，但该潜水器为探险型潜水器，不能满足作业的要求。同时，美国飞行式全海深载人潜水器“深海飞行式挑战者”也在浅海海试，美国DOER海洋装备公司也开展过大量全海深载人潜水器关键技术研究，已经完成了作业型载人潜水器的技术设计，由于缺乏建造资金而搁浅。我国在“蛟龙号”研制成功之后，为实现载人潜水器技术的国产化，又立项研制了一台4500米级载人潜水器，该潜水器被命名为“深海勇士号”并已于2017年海试成功^[2]，这进一步巩固了我国载人深潜强国的地位。2012年上海海洋大学组建了“深渊科学技术研究中心”，依靠上海的科技优势、人才优势和经济优势，结合上海海洋科技发展战略，启动了全海深（11000米）第三代载人潜水器“彩虹鱼号”的研制工作；2016年，科技部也立项了一台万米级载人潜水器的研制项目。

大深度载人潜水器的研制蕴含了总体设计和集成技术、载人舱的设计和制造技术、耐压结构的密封技术、高能量密度的深海动力技术、生命支持技术、高速无动力下潜上浮技术、新颖机械手的设计方法等诸多关键技术。其中，载人舱的设计和制造技术

是重中之重。载人舱携带潜航员和科学家下潜到深海，其安全性是人员生命安全的最核心保障，同时载人舱的重量也会影响整个潜水器的综合性能。载人舱减重对提高潜水器的机动航行性能非常有利。所以，载人舱结构型式和材料选择在整个系统中起着决定性的作用。由于人类开发利用大深度载人潜水器的经验非常有限，目前各船级社提供的设计标准也存在着很大差别，人们对利用某一船级社的设计标准设计制造的载人舱的使用安全性还没有十足的把握。而影响载人舱使用安全性的材料、结构、载荷和环境等每个环节都存在不确定性，因此，对载人舱开展设计、制造和使用过程中的结构安全性分析具有非常紧迫的现实意义和科学意义。

我国“蛟龙号”和“深海勇士号”载人潜水器的载人舱采用了焊接技术制造，“蛟龙号”载人舱是多个球瓣焊接而成，“深海勇士号”载人舱则是由半球冲压赤道焊接而成。载人舱由于设置了观察窗、出入舱口、穿舱盘等构件而成为一个具有多个大开口的厚球壳结构。安全性设计对结构开口区域形式以及焊接工艺等提出了很高的要求。载人舱的加工几何缺陷将对其结构性能产生影响。同时，由于焊接工艺的特点，焊缝的材质不均匀、抗破坏的能力有差异，而且焊缝本身不可避免地存在各种宏观和微观缺陷，尤其是焊接相贯部位，如果结构不连续、存在加工或焊接上的缺陷，易形成应力集中，再与大开口相结合，受力较大的危险区域较多。另外，焊接残余应力也会造成材料的局部塑性变形。这样在交变载荷的作用下，其高应力危险区可能会发生疲劳裂纹，并逐渐扩大而导致整个载人舱的破坏。同时，随着潜水器工作深度的不断增加，一方面，载人舱的设计应力水平必然要相应地提高，而另一方面由于潜水器内部设备、人员空间及布置的限制，耐压壳的重量与体积必须得到控制，因而壳体多采用强度较高的材料保证其静强度的要求，从而可能造成球壳抗疲劳断裂性能的下降，对结构安全性造成损害。

在全海深载人潜水器“彩虹鱼号”的设计中，项目组提出采用 1700MPa 级的马氏体镍钢的铸造型载人舱制造方案。马氏体镍钢也是较为理想的全海深载人潜水器耐压壳备选材料，而且在现存的大深度载人潜水器中，俄罗斯的 Mir I（和平一号）、Mir II（和平二号）两艘潜水器正是以该钢种作为耐压壳材质。1700MPa 级的马氏体镍钢的强度比“蛟龙”号所用钛合金高一倍，同时采用完全铸造方式而非传统的焊接式制造载人舱，避免了焊接工艺的问题。但是在锻铸结构中，实际材料和结构也存在着内部微观缺陷导致的破坏风险。如果材料的强度降低，内部缺陷的存在对结构安全的影响通常不明显，由于在设计中采用了一定的安全系数，设计也就能够满足工程需要。但对于高强度材料或处在严峻载荷条件下的材料，内部缺陷尤其是较为密集的分布缺陷的存在会使情况发生根本性变化，这就必须考虑材料对于微观缺陷的抵抗能力。

在载人舱结构安全性分析需求的背景下，本文基于“全海深作业型载人潜水器的设计研究”专项项目，将影响球壳性能的几何缺陷、焊接残余应力、材料内部缺陷、

焊接裂纹缺陷等统称为“广义缺陷”，针对这些广义缺陷对球壳结构静强度和疲劳强度的影响开展研究，研究成果将为载人舱安全性评估理论的建立提供基础。

1.2 国内外载人潜水器和载人舱发展现状

在作业型大深度载人潜水器中，值得一提的有美国“阿尔文号”^[3]、“新阿尔文号”^[4]、法国的“鹦鹉螺号”^[5]、俄罗斯的“和平1号、和平2号”^[6]、日本的“深海6500”^[7-9]、中国的“蛟龙号”等。美国“阿尔文号”于1964年正式建成，是世界上最早的一艘深海潜水器，其长23.4英尺，宽11.1英尺，宽8.6英尺，重37400磅，共可以搭载3个人（1位驾驶员和2位观察员）。1972年将主要部件载人球壳的材料由钢铁改为钛合金，致使阿尔文在1994年潜入海底4500米进行作业。阿尔文号主要从事大西洋和太平洋的海底考察，对大西洋中脊裂缝和太平洋海底热液的发现作出重要的贡献。1986年，阿尔文号下潜至泰坦尼克号沉没处对泰坦尼克号进行拍照，1996年，阿尔文号成功定位并找回一枚丢失的氢弹。阿尔文号至今仍在服役，被称作“历史上最成功的潜水器”。法国于1985年成功研制6000米级载人潜水器鹦鹉螺号，其总长8.0m，总宽2.7m，总高3.8m，内径2.1m，总重18.5t，可容纳3人。鹦鹉螺号装有成像相机，双色摄像机等，可下潜至海下6000m，并且能够连续作业8个小时。鹦鹉螺号可携带一个小型ROV，先后完成过多金属结核区和海沟等区域的环境调查以及沉船、有害废料的搜索任务。前苏联科学院海洋研究所1987年和芬兰共同研制了两台6000米级深海载人潜水器—和平1号、和平2号；其长7.8米，宽3.6米，重18600公斤，内部工作直径为2.1米，材料选用的是比钛金属强度重量比高10%的马氏体镍钢，两个半球采用铸造方式加工，通过法兰拼接以避免焊接残余应力。下潜形式也与其他潜水器有所区别，和平号使用载压水舱进行深度与浮力的调节。水下潜行总时长可达20小时，并配有高清摄像头，自由度灵活的机械手等。和平号曾用于拍摄卡梅隆指导的电影《泰坦尼克号》以及纪录片《深渊幽灵》，于2007年被俄罗斯派出执行载人下潜任务，下潜至北极4261米海底，于2008年参加为期2年的探索世界最大淡水湖贝加尔湖的计划。日本科学技术厅海洋科学技术中心制造的深潜器，目前为止，下潜最大深度可达6500米，并于1989年在神户市的三菱重工神户造船所举行了下水仪式。其长9.5米，重25t，可容纳3名乘员，“深海6500”可在水下连续作业8小时以上，配备先进的摄影机、录像机、有声成像声呐系统等。深海6500左臂关节数目为5个，右臂关节数目为7个，右臂可进行细致操作（日本研制出深海6500）^[10]。迄今为止，深海2000已经勘察了日本附近200海里水域，除了发现包含大量贵重金属资源的热源矿床和锰岩块外，还通过对日本海沟地区的大断层调查分析研究日本东北部发生地震的机制。“蛟龙号”载人潜水器的研制是国家863计划重大专项之一，是由中

船重工 702 所联合沈阳自动化所、中科院声学所等科研单位联合研制，于 2003 年正式启动，其主要使命是将科学家、工程师及各种仪器设备待到起伏多变的深海海底，通过潜水器定高巡航、水中悬停定位、坐底等工作模式，开展海洋地质、地球物理、生物和化学等方面的科学研究^[11]。蛟龙号潜水器设计总长为 8.2m，总宽为 3.0m，总高为 3.4m，总重为 22t，可承载 3 人，可在水下潜水 12 小时（80）。蛟龙号载人舱的设计是由 12 块球瓣和 2 块球形底板通过焊接方式衔接而成，所用材料为钛合金，并且拥有 3 个观察窗和圆锥形出入舱口，其观察窗的设计角度有利于观察海洋生物、环境、地质等，“蛟龙号”的最大潜水深度为 7000m^[12]，并于 2009 年、2010 年、2011 年、2012 年成功完成海深 1000 米、3000 米、5000 米、7000 米的海试任务^[13-14]。

载人舱是深海潜水器的核心部件，是研究员、驾驶员行驶和乘坐的位置以及是一些其他设备存放的地点，它直接关系着研究员、驾驶员的生命安全，它的设计好坏直接关系到潜水器总体性能和重量指标^[15]。

目前，潜水器耐压结构采用球形、圆柱形、椭球形、球柱组合等多种结构形式^[16]。潜水器耐压结构受海水压力外压的作用，属外压容器，通常依据工作压力条件下的强度和稳定性的要求进行设计。当前世界上正在使用的载人潜水器的载人舱都是单球形耐压舱^[17]，如下表 1.1 所示为已公布的在役和在研的载人潜水器载人舱的结构形式和材料类型。相对其它结构形式，球形结构的耐压性能优异，并具有最小的浮力系数（即质量/排水量比），因而在潜水器中应用最为普遍。耐压舱能够容纳 1-3 名操作人员或者科学家，球形直径在 1.6 米-2.1 米之间，具备一个人员出入舱口、3-5 个观察窗，其壳体主要采用高强度钢或高强度钛合金制造，焊接或法兰连接而成。小型耐压罐一般要求高压下密封可靠、可拆卸以易于维护，同时合理选材以控制重量。

表 1.1 深海潜水器载人耐压球壳比较

Table 1.1 Comparison of deepsea submersible pressure hull							
潜 水 器 名 称	Mir1 & Mir2	RUS (CONS UL)	Shinhai 6500	Alvin	New Alvin	蛟龙号	彩虹鱼 (在研)
国家	俄罗斯	俄罗斯	日本	美国	美国	中国	中国
潜深 (m)	6000	6000	6500	4500	6500	7000	11000
耐 压 壳 材 料	马氏体镍钢	钛合金	钛合金	钛合金	钛合金	钛合金	马氏体镍钢
耐 压 壳 内 径	2.1	2.1	2.0	2.0	2.1	2.1	2.1
耐 压 壳 厚 度	40	77	63.5	49	71.3	78	52

载人舱的主壳体和出入舱门通常采用钢材、钛合金、铝合金、先进复合材料等。如目前俄罗斯的“和平 1 号”、“和平 2 号”6000 米载人潜水器，日本的“深海 2000”

载人潜水器等采用高强度钢，而法国的“鹦鹉螺”号 6000 米载人潜水器，日本的“深海 6500” 6500 米载人潜水器，美国的 4500 米“阿尔文”载人潜水器等则均采用钛合金作为制造载人球壳的材料，应该说壳体材料对球壳的体积密度的影响是相当大的。如“阿尔文”号载人潜水器采用钛合金替代 HT-100 钢后，使作业深度从 1800 米增加到 4500 米，而且体积密度还有下降。我国蛟龙号载人潜水器的所有耐压壳体均选用俄制 BT-6 (Ti-6Al-4V) 钛合金材料。

上世纪 60 年代，人们开始提出双球耐压结构以及多球交接耐压结构，并对此进行了大量的理论与实验^[18-21]。最近，有学者提出深海蛋形耐压壳仿生技术以及多蛋交接耐压壳仿生模型^[22-24]，这种壳体具有连续变化的厚度，在强度、稳定性、浮力储备和空间利用率等方面优于球形壳体，并且对初始缺陷不敏感，便于壳体的加工、开孔等，目前尚未有应用实例。

目前大深度载人潜水器中普遍使用的载人球壳体，作为深海载人潜水器的核心部件，其总量占到载人潜水器总重量的 $1/4 \sim 1/2$ 。在保证足够结构强度的前提下，采用合理的结构形式与材料，对减少其重量非常重要。

载人舱耐压结构除了抵抗巨大的深海压力，为潜航员和科学家创造安全舒适的生活、观察和工作的环境以外，还为许多非水密的设备提供了干燥的运行环境，所以其结构设计非常重要。目前，潜水器载人舱结构设计主要有两种方法：基于规范的设计和基于有限元或者板壳理论的直接设计，后者一般需要通过船级社认证。现在这两种方法的结合越来越紧密，在设计过程中经常同时使用。

1.3 载人舱静强度和疲劳强度研究现状

1.3.1 载人舱静强度研究现状

载人舱设计阶段要具备足够的极限强度储备，使用过程中要保证足够的剩余强度和疲劳寿命。载人舱的静强度研究主要目的是为设计标准提供依据。在 7000 米级的“蛟龙号”载人潜水器设计过程中，“蛟龙号”团队做了大量的关键技术研究工作，采用国际上比较成熟的美国泰勒水池分析公式和俄罗斯克雷洛夫研究院的公式以及直接的有限元分析来确定是否具有足够的极限强度储备。同时，对于大开口如人员出入舱口、观察窗、穿舱件附近的应力集中是否在许用应力范围内也需要校核，并采用接触有限元的分析方法进行了分析^[25]。但是，事实上由于国际上载人潜水器数量很少，严格来说，不管是那一家船级社，其设计和安全评估标准均没有太多实践的基础。对于载人舱的设计标准，潘彬彬在他的文献[26]中运用不同的规范来比较现存的美国阿尔文号、法国鹦鹉螺号、前苏联和平号、日本深海 6500 号的计算结果，得出结论由这些规范设计出来的厚度均大于实际的设计厚度，故这些潜水器并不符合现在的设计规范）。为

了检验设计标准本身的合理性和科学性，对载人舱的分析方法进行了综述，对初始缺陷的描述方法进行了统一，以有限元分析为手段，对影响载人舱极限强度的所有参数在可能的变化范围内进行了系列计算，最后给出了一个更合理的极限承载能力计算公式。再吸取美国海军规范中对于宏观应力水平和应力集中的合理控制方法，提出了一套完整的载人舱设计标准，该标准已经被中国船级社采纳，形成了中国船级社《潜水系统与潜水器入级与建造规范》2013 版。

载人舱的设计目前均以静强度设计为主，并在选材上考虑材料的综合性能。厚度和内径是设计的主要参数。耐压球壳作为潜水器最关键的部位，必须要保证其加工精度，严格要求加工工艺，这些都会影响耐压球壳的极限承载力。参考美国阿尔文号、法国鹦鹉螺号、前苏联和平号、日本深海 6500 号的耐压球壳的设计内径均大于 2m，耐压球壳除了要装载 3 个人之外，还要容纳其他仪器设备，为了提高耐压球壳空间利用率应尽量在保证承载极限和安全质量的同时提高球壳内径，故设计耐压球壳内径为 2.1m，吸取法国在设计鹦鹉螺号的经验，不应将内径设计的过大，设计安全系数为 1.5。为了保证人员安全，提高厚径比，使载人舱属于厚壳结构。由于出入舱口、观察窗等大开口会使耐压球壳受到局部应力集中并在大开口处的影响下降低其强度，所以必须对大开口处进行局部设计来提高耐压球壳的强度；对于开孔处的设计，根据前人的文献，主要有围板直接连接和弧形过渡连接两种设计方案，如下图 1.1 所示。

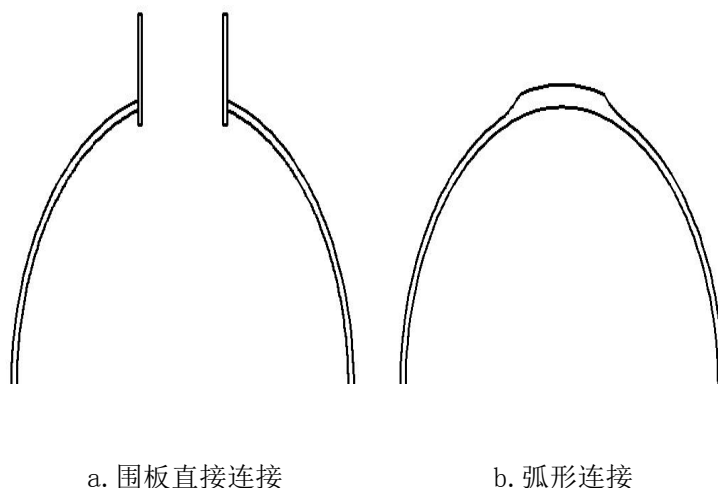


图 1.1 开孔处连接方式：a. 围板直接连接；b. 弧形连接

Fig.1.1 Connection mode at opening:a.fence connection;b.arc transition

耐压球壳的开孔结构设计直接影响着耐压球壳的极限强度，根据试验以及数值计算总结出耐压球壳在承受超过其极限强度时，失稳的位置在开孔附近，也就是主要产生应力集中的位置，故需要对开孔结构局部加强来增加耐压球壳的极限承载能力，在尽量保证重量的情况下增加球壳开孔结构的厚度。

近几年，国外对大深度载人潜水器载人舱的研究成果公开发表的较少，而国内很

多学者对载人舱的选材、加工制造、试验方案等方面进行了更加深入的研究^[27-31]。

1.3.2 载人舱疲劳强度研究现状

当结构承受的载荷超过其极限强度时就会开始发生塑性变形直到最后破坏；当结构承受的载荷没有超过其极限强度，但经受多次循环的疲劳载荷后也会发生断裂，我们成为疲劳断裂。通常人们认为只要探测不出结构的内部缺陷就认为结构是完好的，然而根据损伤力学表明，结构内部总存在一些探测不出的微小缺陷。在实际工程中，疲劳是结构的主要失效形式之一。载人球壳作为潜水器的核心设备，当潜水器每一次下潜上浮时，都会承受海水交变的外压力，同时存在焊缝的位置会承受残余应力，高应力集中的作用可能使耐压球壳产生微小裂纹，当循环到一定次数时，裂纹还有可能扩展，故研究疲劳断裂、对球壳的疲劳寿命进行评估度保证其使用安全性是非常重要的。

疲劳的研究已经有近两百年的历史。过去的几十年里，工程界发生了很多因疲劳引起的结构破坏事件。1954年1月10日，“彗星1号”客机从意大利的罗马起飞，航班的目的地是英国伦敦。然而不幸的是，起飞后不到半小时，机身突然在空中爆裂，随即从9000米的高空坠入地中海，机上所有乘客和机组人员全部罹难。时隔不久，另一架“彗星”号飞机也发生了同样的事故，坠毁在意大利的那不勒斯海中。在1953年5月至1954年4月的不到一年的时间里，投入航线的9架“彗星”号飞机，竟有3架以完全相同的方式在空中解体。打捞出来的飞机残骸中，一扇窗户上发现有裂痕。与此同时，研究人员对已经停飞的“彗星”号飞机逐个进行严格的试验检测，他们把飞机放在一个极大的水槽里，用水反复加压，模拟飞机在空中高速飞行时受到空气摩擦、阻力、压力、震动等各种载荷的影响。这项实验前后一共进行了9000多个小时，发现飞机蒙皮出现了裂痕，与失事飞机残骸上的裂痕相似。1998年6月3日，德国高铁“ICE 884号”列车行经接近艾须得路桥时，突然出轨，第三节车厢撞击艾须得路桥右侧第一根梁柱，路桥坍塌，接着造成后方车厢相继撞上，共致101人死亡，一百多人受伤。事故分析指出，这次事故的始作俑者是列车车轮。由于为了减小行驶中的振动，增加乘客的舒适感，这种列车的车轮制成多层复合结构。结果，外圈轮毂与内层轮盘发生摩擦导致外环轮圈疲劳破坏。还有1980年Alexander Keyland号半潜式平台，在作业过程中发生事故，整个平台崩塌，事故致使死亡人数达到100多人，研究人员在分析事故原因时最终得出结论，由于平台的撑管与支腿连接处的焊缝位置承受疲劳载荷使焊缝发生裂纹扩展直至断裂^[32]。

在船舶、海洋平台、输油管道等海洋结构物的使用安全性研究中，腐蚀和疲劳累积损伤是两个重点考虑的因素。耐腐蚀材料的使用使得载人舱的腐蚀损伤得以避免，但是疲劳问题不能忽视。通常规范中所采用的疲劳寿命分析方法是基于线性累积损伤

假设的,该方法因为忽略许多重要因素,如初始缺陷的大小、载荷次序效应、最终的疲劳破坏状态等,在航空航天领域已经被放弃,在船舶与海洋工程领域,也已经有越来越多的科研人员意识到线性累积损伤方法的局限性^[33]。在载人球疲劳寿命研究中,已发表的研究论文中也仅仅根据美国 Alvin 号大深度载人器的下潜数据进行统计分析,通过载人潜水器所受压力与下潜深度的变换关系可以得到耐压球壳的载荷模型,根据传统的应力-寿命法进行简单的校核。这种处理方法对载荷谱、初始缺陷、破坏模式等许多因素的考虑均存在模糊性,导致在该框架下保证载人舱结构可靠性非常困难。

断裂力学和探伤技术的发展为工程结构疲劳寿命预报提供了更加可靠的方法。基于断裂力学的方法有几个基本假设:1)焊接构件中裂纹缺陷是不可避免的;2)构件疲劳寿命的损耗过程就是裂纹扩展的过程。但是,现有大深度载人潜水器的研制和使用过程中,在“室温变幅蠕变疲劳循环载荷”下裂纹如何扩展、剩余强度如何衰减、何时应该进行维修等问题都还没有研究过。甚至是单纯的室温蠕变的机理,至今也尚无统一的认识。一些学者根据他们的试验结果提出了符合自己结论的假设等^[34-35]。在蠕变寿命预报方面也都借鉴了与疲劳寿命预报类似的方法^[36-37]或者与常应变率断裂寿命类似的方法^[38-40]。总之,人们已经认识到室温蠕变的作用,室温蠕变对裂纹扩展率影响的研究也有了新的进展,但是仍没有一个可靠的统一模型来表达两者之间的相互作用。近几年,王芳等在文献[41-42]中尝试了将蠕变疲劳模型应用到潜水器的研究中。

李良碧在他的文献[43]中通过断裂力学分析方法取代 S-N 曲线方法预测深水半潜平台的疲劳寿命,运用有限元软件对深水半潜平板进行总体强度分析找出平台疲劳热点部位,再引入半椭圆裂纹计算平台的裂纹扩展情况和预估平台的使用寿命。王芳在文献[44-45]中将疲劳寿命预报寿命的概念引用到潜水器中,先重点考虑保载对材料裂纹扩展率的影响分析,再通过响应面法求出响应面方程后,分别用 Monte-Carlo 法、一阶可靠性法、二阶可靠性法进行载人舱寿命预报的可靠性分析^[46]。通过对国外载人潜水器使用状况的统计分析,首次给出了大深度载人潜水器的疲劳设计载荷谱,以此为基础,用规范中的简易疲劳寿命分析方法对载人舱的疲劳寿命进行了分析。

现在有关于潜水器载人舱的疲劳预估的研究还很少,只有少有的几个课题组探究载人舱的疲劳,但是大多数的研究只是通过修正一些经典理论公式来预测载人舱的疲劳寿命或者对载人舱结构进行可靠性评估,缺少循环特性对疲劳模型的影响性分析,并且缺少数值计算的检验,包括裂纹尖端的应力强度因子以及裂纹扩展路径。本文将通过数值计算方法,确定在承受海水疲劳载荷与复杂残余应力场下的裂纹尖端应力强度因子和裂纹扩展路径,从而计算载人舱的服役寿命。

1.4 本文研究主要内容

本文首先对载人舱强度以及疲劳寿命预报的现状进行了总结，在此基础上，基于“全海深作业型载人潜水器的设计研究”专项项目，将试验研究、理论分析和数值计算相结合，针对影响球壳性能的几何缺陷、焊接残余应力、材料内部缺陷、焊接裂纹缺陷开展研究。主要研究内容如下：

1) 体积缺陷的影响

考虑体积型缺陷对材料性能的影响，运用软件 ABAQUS 模拟钛合金的拉伸实验，首先通过将计算数据与试验数据进行比较来校核钛合金的极限强度和延伸率；再引入体积型缺陷，分别考虑缺陷的大小和缺陷的数量对材料性能的影响，尤其是对延伸率的影响，在此基础上分析延伸率的降低对球壳破坏强度的影响。

2) 几何缺陷的影响

球壳制造过程不可避免地会产生几何缺陷。根据中国船级社规范，载人舱的结构设计需要考虑几何缺陷影响，但是对于马氏体镍钢载人舱，规范中规定的几何缺陷是否符合要求，还有待验证。本文将对马氏体镍钢载人舱的模型球试验结果进行分析，运用软件 ABAQUS 计算载人舱结构的屈曲模态，引入一阶模态作为结构几何缺陷；运用 risk 法对载人舱结构进行非线性分析，并将分析结果与试验结果对比，探究几何缺陷的影响幅度。

3) 裂纹缺陷的影响

载人舱的承载强度满足设计要求，然而潜水器在服役过程中会承受交变海水外压力，每一次下潜上浮过程作为一个循环，结合残余应力的影响，载人舱结构可能会因为裂纹扩展致使结构提前破坏，降低其服役寿命；本文运用专用软件 Franc 3D，引入半椭圆初始裂纹，结合试验得出的材料疲劳裂纹扩展性能分析数据获取裂纹在承载时的扩展路径，预测载人舱的疲劳寿命。

基于以上主要研究内容，给出本文总体技术路线如下图 1.2 所示，并且给出本文的章节安排如下：

第一章主要阐述本文主要的研究背景和研究对象，以及潜水器强度和疲劳寿命预报的国外研究发展状况。基于当前研究，提出本文的主要研究目标和研究内容。

第二章从材料的本身出发，阐述载人舱合理选材的重要性，分析钛合金和马氏体镍钢的拉伸试验和疲劳裂纹扩展试验数据，为缺陷影响分析提供材料性能数据储备。

第三章以钛合金材料为例，研究材料内部存在内孔体积型缺陷对材料性能的影响，并针对孔洞的尺寸和数量进行参数化分析，探究孔洞参数对材料基本力学性能，尤其是延伸率的影响规律。

第四章考虑球壳制造过程中的几何缺陷，考虑结构几何非线性，结合马氏体镍钢模型球试验和近几年载人舱的极限强度设计理论，分析由于制造偏差等引起的几何缺陷对载人舱极限强度的影响。

第五章从工程角度考虑，在满足极限强度的同时考虑疲劳强度对载人舱结构的影响，引入初始裂纹对潜水器在整个服役过程时因承受疲劳载荷，残余应力和海底下复杂环境的影响下的疲劳寿命计算。

目前的载人舱设计理论只考虑结构的几何缺陷对强度的影响，而焊接残余应力和裂纹对结构疲劳强度的影响分析较少，也并没有考虑到体积型缺陷对材料性能的影响。随着几年来大量事故的发生，考缺陷的影响在工程中具有重要指导意义，通过对缺陷影响的研究提高载人舱的使用安全性，正是本文的研究目的。

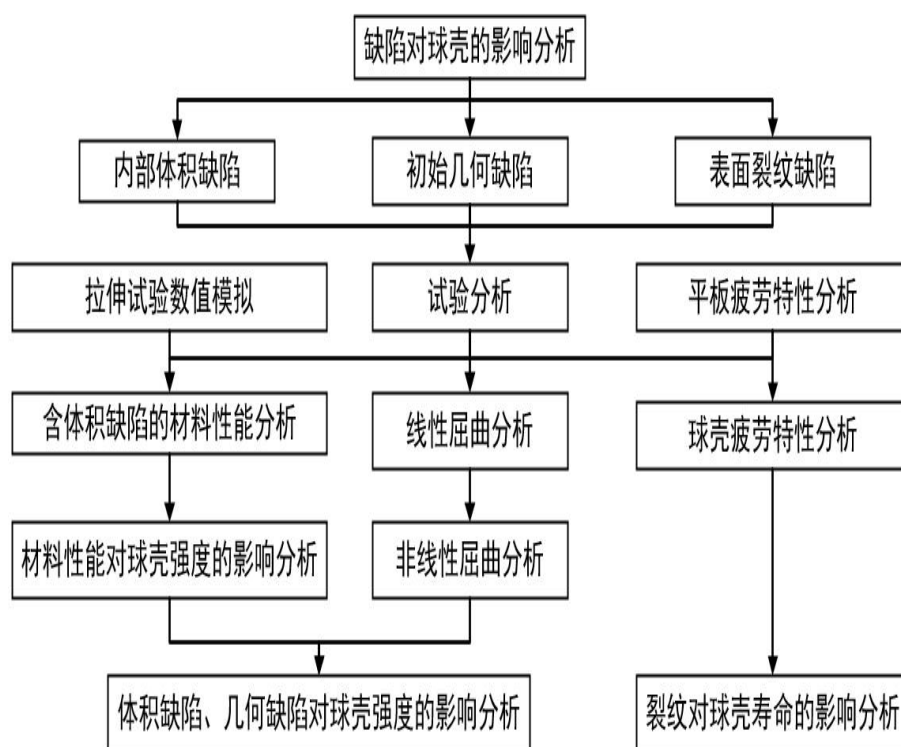


图 1.2 技术路线图

Fig.1.2 Technology Roadmap

1.5 本章小结

本章主要对载人潜水器耐压球壳的静强度和疲劳寿命预报方法进行了综合评述，基于当前的研究进展，介绍了本文的重点研究内容和研究思路。

第2章 大深度载人舱耐压球壳的材料、结构特征及广义缺陷类型

潜水器在完成作业以后需要依靠动力系统、浮力材料等完成上浮回岸动作，潜水器的重量对整个上浮过程起着重要的作用，故对于占到整个潜水器重量 20%以上的载人舱的设计，因而合理设计耐压壳体，在保证强度的基础上降低壳体重量，对潜水器性能有举足轻重的影响。衡量耐压壳性能的一个重要指标是其体积密度即质量与排水体积之比 m/V 。制造材料对耐压壳体的体积密度有重要影响，这就需要根据使用要求及舱体结构特征合理选材，以控制载人舱重量、满足强度和稳定性要求，同时便于加工制造。

为了更好、更安全的完成整个下潜、作业以及上浮过程，在材料的选择方面需要考虑其本身的基本性能，根据前人的设计经验，一个好的材料需要有较强的耐腐蚀性，较好的延展性、焊接性、机械性，密度低，强度高，性价比高，耐高温性能强，吸收噪音等性能优势。

材料内部的微观结构总会出现不均匀部分，这些地方是主要产生缺陷的位置，同时，在焊接部位还承受焊接残余应力的作用。在海水压力和焊残余应力的共同作用下，焊缝会成为高应力危险区，材料内部尤其是焊缝区域的体积型缺陷对材料性能的衰减作用将会影响整个球壳的静强度。

同时，潜水器载人舱的设计除了要求具备能够承受最大潜深海水外压的静强度，还需要具备抵抗长期载荷作用的能力。潜水器在服役期间会多次下潜作业，反复承受海水应力。焊缝区域可能会萌生为裂纹，在使用过程中，循环载荷会使裂纹发生扩展直至断裂，从而降低潜水器的使用寿命。以前对载人舱的设计局限于从结构极限强度理论方向去考虑载人舱是否达到要求；随着损伤容限概念的提出，现如今对载人舱的安全性会要求更高，当材料性能满足规范要求时，进一步考虑材料缺陷尤其是裂纹缺陷对舱体结构使用寿命的影响。

除了材料内部缺陷、使用过程中导致的裂纹缺陷、焊接过程中的残余应力，壳体结构加工制造带来的几何缺陷也极大地影响着载人舱的结构安全性。在以往的研究中，设计人员对几何缺陷的影响的关注相对较多。

本章将对载人舱的主要材料和结构特征进行分析，尤其对后续研究所涉及的材料性能进行分析，同时对本论文研究所涉及的广义缺陷类型，包括材料内部体积型缺陷、焊接部位的裂纹缺陷、焊接造成的残余应力、壳体加工制造导致的几何缺陷进行介绍，为第三、四、五章中研究球壳广义缺陷类型对材料、结构静强度以及循环性能的影响提供基础。

2.1 载人舱主要备选材料性能分析

选用潜水器耐压壳体材料时,不仅要考虑材料的比强度(屈服强度与重度之比)、比刚度(弹性模量与重度之比),使之在同样结构重量的情况下潜水器能获得更大的潜深,或在所要求的深度下有最轻的结构重量,同时还必须考虑以下一些因素:①制造性能;②与材料适应的结构型式;③可焊性;④连接性;⑤开孔性;⑥因裂纹和缺陷引起的性能降低;⑦由于无损试验方法引起的材料不可靠性;⑧抗腐蚀性能;⑨经济性等等。潜水器耐压壳体常用的材料有钛合金、高强度钢、铝合金材料^[47-49]。其中铝合金重量轻,有较高的强度,但可焊性差,应力腐蚀敏感,且造价高。具有高比强度、高比刚度的钛合金材料较其它材料有明显的优势。潜水器用钛合金的最大优点是重量轻(密度只有钢的 60%),强度高(可达 800 MPa 以上),耐化学腐蚀,表面易产生坚固的钝态氧化膜,无磁性,具有较好的机械性能,故深潜器耐压壳首选材料当属钛合金。尽管钛合金有加工复杂、焊接要求高、造价高等缺点,但随着钛合金机械性能的进一步完善以及加工工艺的改进和费用的降低,钛合金较其它材料的优势越来越明显的。因此,钛合金在当前在役的载人潜水器中应用最多。

耐压壳体制造过程中,所选材料的性能需要通过取样化验以验证其是否满足标准中的化学成分含量比例要求。同时,设计人员在选材时不光要考虑材料的静强度,还需要综合考虑材料的塑性、韧性等性能,并根据壳体的使用要求给出材料的力学性能指标,如屈服强度、极限拉伸强度、延伸率、断面收缩率、应力强度因子等,并且壳体取样的实际实验结果需满足对应的料力学性能指标方能使用。

2.1.1 高强度钛合金

我国大深度载人潜水器“蛟龙号”和“深海勇士号”载人球壳的材料采用的是 800MPa 级的高强度钛合金。钛合金 TC4 的化学成分和基本力学性能如下表 2.1 和下表 2.2 所示。

在工程实际应用中,通过拉伸试验得到的材料性能是结构静强度设计的主要依据^[50],材料力学性能的主要指标是屈服强度、抗拉强度以及延伸率。传统测量材料力学性能的方法主要依靠单轴拉伸试验测的材料的应力应变关系来反映材料的弹性和塑性变化。根据国家标准制定圆柱棒试样,圆柱棒总长为 200mm,标距长度为 80mm,圆柱棒两端夹头直径为 $\Phi 20\text{mm}$,圆柱棒标距段直径为 $\Phi 10\text{mm}$,标距段与两端通过圆弧过渡,圆弧半径为 R20mm,圆柱棒试样模型如下图 2.1 所示。该钛合金材料强度较高,延展性较好。

疲劳裂纹扩展速率指交变应力每循环一次裂纹长度的增加量。通常用 da/dN 表示,式中 a 为裂纹长度, N 为应力循环次数。 da/dN 对于估算裂纹体疲劳寿命有重要作用。

疲劳裂纹扩展率的测试通常采用曲线测定方法，利用带有预制疲劳裂纹的标准试样，在给定载荷条件下进行恒幅疲劳裂纹扩展实验，记录裂纹扩展过程中的尺寸 a 和循环次数 N ， a - N 曲线给出了裂纹长度随载荷循环次数的变化，根据 a - N 曲线可以获得 da/dN 。根据裂纹扩展率试验数据可获得扩展率模型参数，这是计算实际结构裂纹扩展寿命的基础。下图 2.2 中给出了不同取样位置 and 不同载荷比潜水器用钛合金材料的裂纹扩展率试验数据。该组数据显示，钛合金厚板板材不同层处取得的试样的裂纹扩展率相差不大；裂纹扩展率曲线随着载荷比的增大逐渐上移，门槛值和不稳定扩展处的应力强度因子绝对值也随着载荷比发生改变。这一点在文献[51]中已有所阐述。

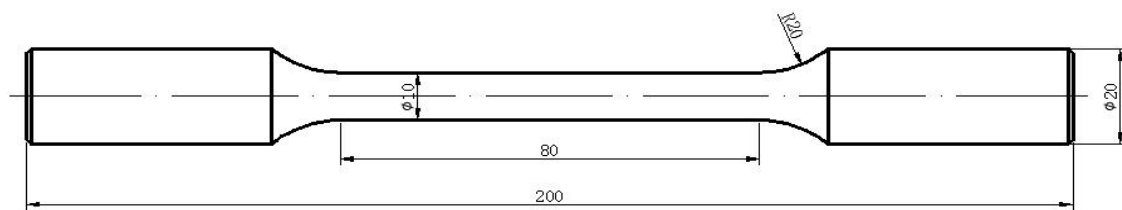


图 2.1 TC4ELI 钛合金拉伸试样

Fig.2.1 TC4 tensile specimen

表 2.1 TC4 钛合金的化学成分

Table2.1 Chemical composition of TC4

化学成分	Al	V	Si	Fe	C	O2	N2	H2
含量比例	5.5~6.75	3.5~4.5	≤0.10	≤0.30	≤0.08	≤0.15	≤0.05	≤0.008
要求 (%)								
母材实际	6.58	4.07	0.0027	0.19	0.043	0.148	0.008	0.0012
化验结果								

2.1.2 马氏体镍钢

若选用钛合金用作万米潜水器的载人舱的材料，由于强度的限制，设计厚度会增加到 110mm，厚度的增加无疑首先给潜水器增加重量，其次若考虑到厚径比的话，现在没有一家制造商有这个能力生产出这样的一个载人舱。由于钛合金本身强度的局限性，如果能设计出克容纳 3 个人的万米级潜水器，就要采用一种新的方法设计载人舱结构，俄罗斯曾经提出一种新的设计方案，即双球交接，这种设计方案存在一个重要的缺点，就是两个球相连接的部分由于没有过渡区域或者过渡区域特别小以至很难加工或者焊接，即便完成结构的加工或两个球壳的焊接，也不能满足设计理论要求，也不具备实用价值，所以还需要进一步的研究。

对于万米级深海潜水器而言，需要马氏体镍钢这种高强度特性的材料作为备选，马氏体镍钢拥有独特的材料性能，比如伴随良好断裂韧度的高强度，方便机械加工。在考虑到初步的研究和使用历史、表现特性、先进制造水平等方面，能用作万米潜水

器的马氏体镍钢仅局限在 18Ni 等级。如下表 2.3 所示给出 4 种含 18%镍成分的锻造型马氏体时效钢和 1 种铸造成型的马氏体时效钢的主要成分和屈服强度值。

表 2.2 TC4ELI 钛合金材料的力学性能

Table2.2 Mechanical properties of TC4

力学性能	0.20%强度 (MPa)	极限拉伸强度 (MPa)	延伸率(%)	断面收缩率 (%)	临界应力强度因子 K _{gcm/cm²}
设计指标	>800	>850	>8	>20	>3.0
实际试验结果	924	983	12.8	40.1	5.4
	945	996	13.2	39.6	6.2
	923	985	12.0	37.0	5.2
	938	993	13.6	37.5	5.1
	886	939	11.6	36.4	6.7
	913	958	13.2	35.2	6.8
	949	996	15.2	30.0	6.5
	922	970	14.4	32.3	5.2

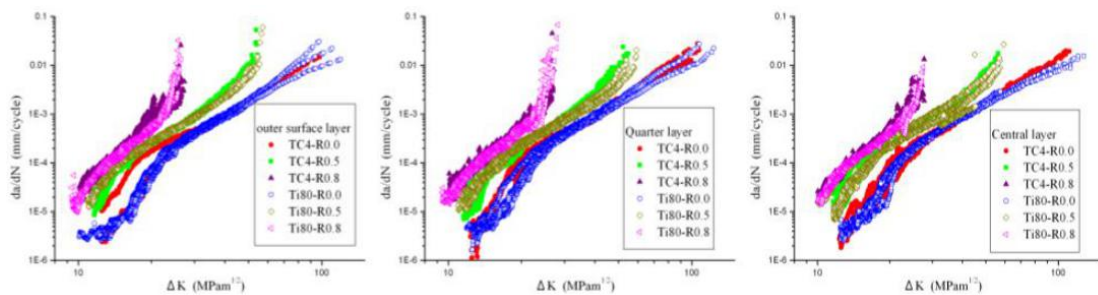


图 2.2 TC4ELI 板材的裂纹扩展性能曲线^[52]

Fig.2.2 Crack growth properties of TC4 plate

表 2.3 18Ni 系马氏体镍钢主要成分和强度对照表^[53]

Table2.3 Main composition and strength of 18Ni steel

种类	主要成分 (%)					屈服强度 (MPa)
	Ni	Co	Mo	Ti	Al	
18Ni1400 (C200)	18	8.5	3	0.2	0.1	1400
18Ni1700 (C250)	18	8	5	0.4	0.1	1700
18Ni1900 (C300)	18	9	5	0.6	0.1	1900
18Ni2400 (C350)	17.5	12.5	3.75	1.8	0.15	2400
17Ni1600 (C230 铸造)	17	10	4.6	0.3	0.05	1600

为了弥补马氏体钢焊接性差的缺陷，“和平号”在设计的时候提出了一种可以避免焊接的设计方案，就是将两个通过铸造的半球用法兰连接，螺栓紧固，并且螺栓紧

固的方式有压力越大越紧的特性使得这种设计方案可以使得载人舱在深海中保证有足够的的天性。此外，马氏体镍钢的耐腐蚀性也相对较差，不过我们可以通过涂漆等方法弥补材料的这一缺陷^[54]。

为了保证与验证高强度钢是否能达到强度要求，要对马氏体镍钢进行力学性能测试，马氏体镍钢的性能测试以及化学成分的测量是由生产球壳的制造商在经过熔化、熔化处理、铸造热处理、机械加工等一系列处理之后进行检测。本次拉伸试验同样根据国家规范制定标准圆柱棒试样，圆柱棒试样总长 176mm，标距长度为 80mm，圆柱棒两端夹头直径为 $\Phi 20\text{mm}$ ，标距段直径为 $\Phi 10\text{mm}$ ，标距段与两端的过渡圆弧半径为 $R12\text{mm}$ ，测试样品为 5 个；其他一些规范要求如下图 2.3 所示，马氏体镍钢的化学成分也列在下表 2.4 中。

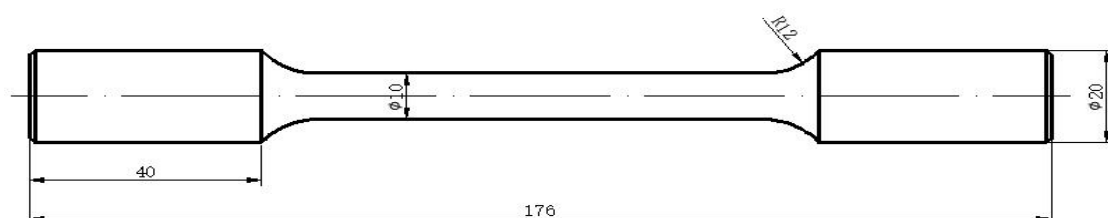


图 2.3 C250 拉伸试样

Fig.2.3 The tensile sample of C250

表 2.4 18Ni (250) 化学成分 (%)

Table2.4 Chenmical composition of 18Ni(250) (%)

Ni	Co	Mo	Ti	Al	C	Si	Mn	P	S
18	8	4.85	0.39	0.59	0.007	0.063	0.013	0.003	<0.001



图 2.4 18Ni (250) 拉断试样

Fig.2.4 Tensile fracture specimen of 18Ni(C250)

本次测试是在上海交通大学工程力学中心完成的，本次试验使用的设备为 MTS 810 材料试验系统，使用 646 液压夹头夹持试样，用 MTS632.12C-20 型引伸计测定应变，引伸计的标距为 25mm。本次试验总共测试了 10 根圆柱棒试样，并且给出两根经过拉伸试验之后的圆柱棒试样以观察试样的断裂形态，通过读取力-延伸曲线，读取到力的结构除以标距段的截面面积就得到应力，试验结果数据如下表 2.5 所示，为了与第三

章的数值模拟对比断裂模式，选取其中两根拉断试样如上图 2.4 所示。

表 2.5 18Ni（250）拉伸试验结果

Table2.5 Tensile test results of 18Ni(250)

试件编号	屈服强度 MPa	抗拉强度 MPa	断裂应变 %	断面收缩率 %
#1	1720.4	1790.1	8.40	47.61
#2	1709.8	1775.1	8.80	50.84
#3	1474.6	1532.7	7.88	50.20
#4	1699.1	1764.1	8.88	50.49
#5	1726.4	1801.1	8.84	49.48
#6	1718.4	1787.1	10.28	47.50
#7	1705.9	1778.1	3.60	11.46
#8	1792.1	1862.8	7.80	37.34
#9	1671	1781	7.7	48.1
#10	1698	1781	4.2	48.6

通过开展裂纹扩展试验探究马氏体镍钢的疲劳性能以达到本文的主要目的，即探究裂纹缺陷对于大深度潜水器疲劳寿命的影响。为了拟合裂纹扩展率模型，需要通过试验获取相关疲劳参数。

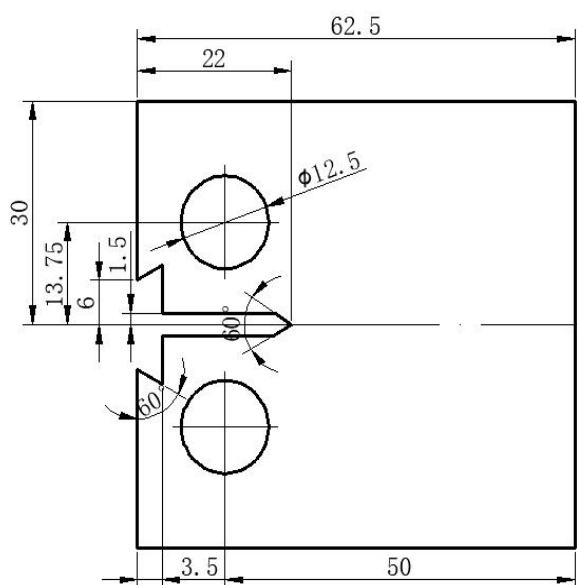


图 2.5 18Ni（250）CT 试样

Fig.2.5 CT test of 18Ni(250)

本次试验根据国家标准制定标准 CT 试样，CT 试样为带预制裂纹的长方块，其总长为 62.5mm，总宽为 60mm，缺口总长 22mm，为了方便试验机加载拉力，给 CT 试样设

计两个孔槽，孔直径为 $\Phi 12.5\text{mm}$ ，CT 试样如上图 2.5 所示。

本次使用的试验设备同样是 MTS 810 材料试验系统，有标准的循环计算装置，并且采用 MTS 632.03 COD 位移规测量试样张口位移，如下图 2.6 所示。本次试验选取 3 种不同的应力比 $R=0.1, 0.3, 0.5$ ；总共制定了 3 种试验方案，每种方案进行 2 次试验，保证每次试验的加载频率相同，分别探究应力比和应力幅对材料疲劳性能的影响，根据试验结果绘制了这 6 个试验的裂纹扩展率-应力强度因子双对数坐标下的曲线图 2.7。

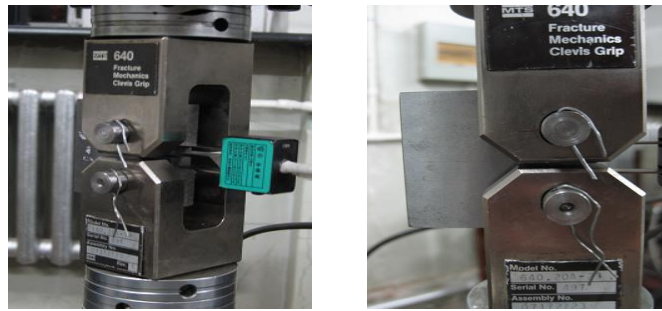


图 2.6 18Ni (250) 裂纹扩展试验系统

Fig.2.6 Crack propagation test system of C250

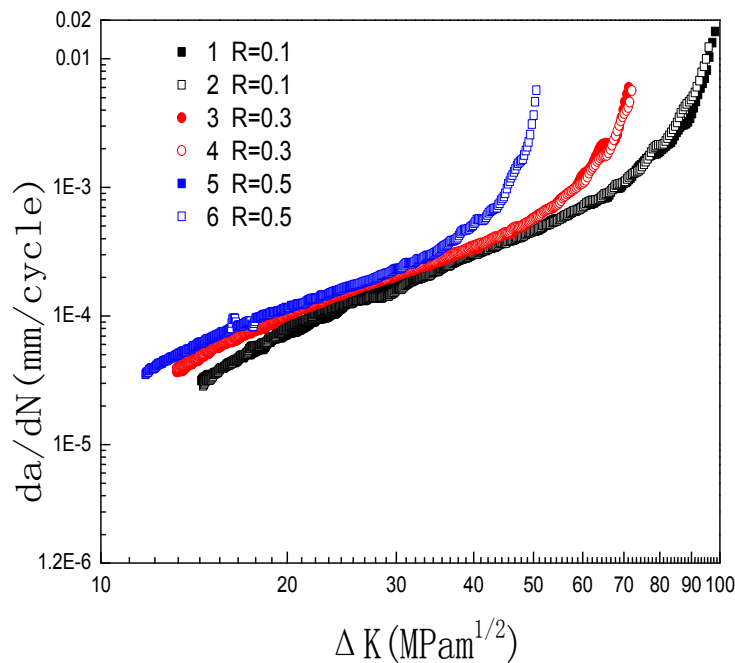


图 2.7 18Ni (250) 裂纹扩展率曲线

Fig.2.7 Crack growth rate curve of 18Ni(250)

钛合金和马氏体镍钢的裂纹扩展率试验数据将用于获得其裂纹扩展率参数，以作为输入参数计算球壳上裂纹缺陷的扩展寿命。

2.2 球壳的结构特征

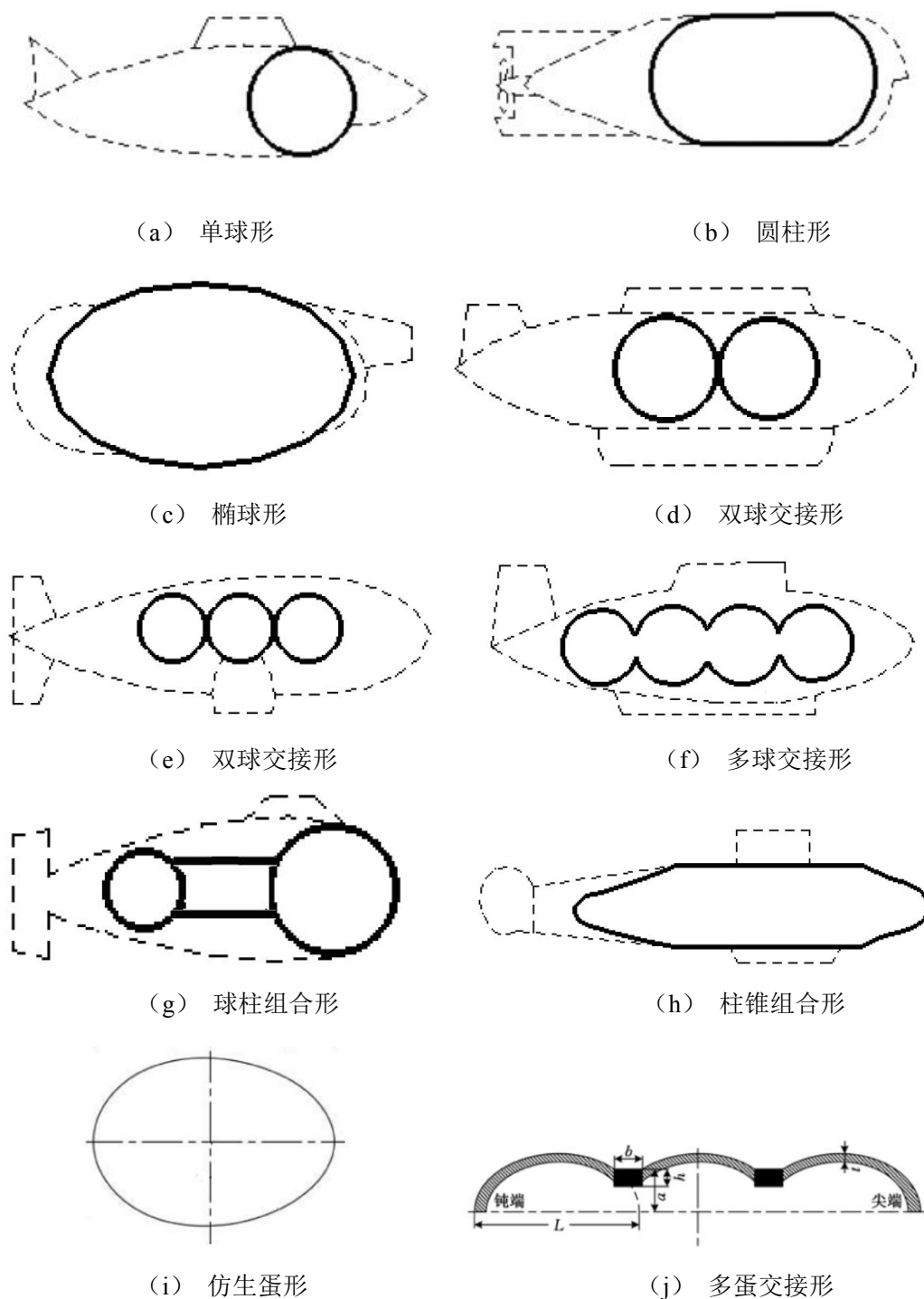


图 2.8 耐压壳结构形式^[59]

Fig.2.8 Structural form of pressure hull

目前，潜水器耐压结构多采用球形、圆柱形、椭球形、球柱组合等多种结构形式，如上图 2.8 所示。上世纪 60 年代，双球耐压结构以及多球交接耐压结构有了大量的理

论和试验研究^[55-57]。近几年，有学者提出深海蛋形耐压壳仿生技术以及多蛋交接耐压壳仿生模型^[58]，以提高潜水器强度、稳定性、浮力储备和空间利用率等方面的性能。

在保证足够结构强度的前提下，采用合理的结构形式与材料，对减少其重量非常重要。相对其它结构形式，球形结构的耐压性能优异，并具有最小的浮力系数（即质量/排水量比）。因为球形耐压球在结构上的优势，均压下大部分区域的两个方向的中面主应力相等，且是同样半径圆柱壳周向中面应力的一半，因而材料可以得到充分利用；并且在相同材料用量下，比其他形状耐压壳的体积密度小；便于制造壳体的杯形管接和进行应力分析。全球主要大深度载人潜水器都是采用单球形耐压舱。单球耐压舱可采用多种方式制造，分瓣加工成型后焊接、半球冲压后焊接、半球铸造后法兰连接等方式。目前我国“蛟龙号”采用的是球瓣加工后焊接的方式，“深海勇士号”采用的是半球冲压后焊接的方式，正在研制的“彩虹鱼号”载人舱采用的是半球铸造后法兰连接的方式。

2.2.1 焊接型钛合金球壳的结构特征

目前，世界上已有的深潜器载人舱如“Alvin”、“蛟龙号”等大部分都是由两个或多个瓜瓣组合焊接而成的厚壁球壳，且开有出入舱口和观察窗等，如下图 2.9 所示。对于焊接结构的载人舱，由于在使用过程中承受低周交变载荷和海水腐蚀的作用，焊缝有可能会成为高应力危险区，首先产生疲劳裂纹并逐渐扩大，最终导致整个载人舱的破坏。因此，对开口区域的结构形式以及焊接工艺提出了很高的要求，同时还需要考虑残余应力的影响。



图 2.9 焊接型钛合金球壳

Fig.2.9 Welded TC4 spherical

载人潜水器耐压球壳个拥有多个大开口的结构，分别为出入舱口，穿舱盘，主观察窗和两个副观察窗，这些大开口是易产生应力集中的位置，而潜水器在水下作业时，驾驶员需要主观察窗提供视野进行潜行，研究员需要通过两个副观察窗观察海洋生物，

进行海底探测；穿舱盘用来接缆线，为潜水器提供电力等；所以这些大开口结构都有存在的必要性，而这些位置往往最易产生应力集中和局部缺陷。

2.2.2 螺栓连接型球壳的结构特征

由于焊接型球壳存在大量焊缝，潜水器在服役的时候会受海水的交变载荷引起裂纹的萌生和扩展，并且相比较蛟龙号的下潜深度，新型潜水器彩虹鱼的下潜深度已经达到万米，而裂纹的存在必然会影响潜水器的服役次数；现如今在役的潜水器的和平号载人舱因材料的使用与其他潜水器不一样，由于马氏体镍钢的焊接性能相对较差，所以以这种材料设计的载人舱结构在工艺方面与钛合金相比有所区别，以马氏体镍钢为材料的载人舱采用半球成型工艺，分别铸造南北两个半球通过法兰连接，螺栓紧固，如图 2.10，潜水器在工作时，螺栓会受到海水挤压而使螺栓更紧密；并且这种结构形式不存在焊缝，使其减少了焊接残余应力对结构疲劳强度的影响。

由于马氏体镍钢的高强度特性，彩虹鱼载人舱的厚度相对比蛟龙号载人舱的厚度小，根据以往设计经验对容易产生应力集中的位置增加其厚度实现强度的增加，出入舱口的设计采用与载人舱外径为同心圆的圆弧形，这样设计的优点：1，可以减小外压力对与加厚相衔接部分的应力集中；2，这样的结构设计避免相比较蛟龙号载人舱而言有更多的内部空间；3，在载人舱内径减少不必要的材料以减小载人舱的质量。

彩虹鱼潜水器载人舱结构也是拥有舱口、主观察窗、两个副观察窗和穿舱盘的多开口结构，与蛟龙号一样，这些多开口结构都是无法避免的。

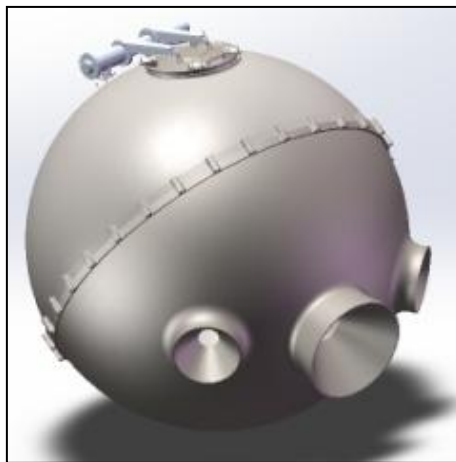


图 2.10 螺栓连接型钛合金球壳

Fig.2.10 Bolt connected TC4 spherical

2.3 广义缺陷类型

在本文中，不仅将材料内部及结构几何的不完整性定义为“缺陷”，还将加工制造过程中的焊接残余应力定义为广义缺陷的类型之一。

2.3.1 材料内部体积缺陷

材料内部总是存在着微观缺陷,对于焊接构件,焊接造成的气孔、夹杂、未焊透、裂纹等缺陷更加明显;例如,郑志腾在文献[60]对TA15钛合金氩弧焊接头的气孔缺陷和疲劳断裂特征做了描述,从宏观断裂特征显示的特点推测原因是由于焊接过程中产生气泡形成气孔,气孔缺陷导致材料性能的降低,在循环交变载荷的作用下,缺陷处位置会有应力集中从而使裂纹萌生;并通过扫描电镜观察微观断裂缺陷发现疲劳裂纹起源于焊缝的亚表面气孔和内部气孔。张利军在文献[61]中发现TC11钛合金锻件在铣切加工工程中发现夹杂物缺陷,先是从宏观形貌上观察零件的缺陷区域发现缺陷处由表面逐渐变深,在深的一端内残留硬质脆性夹杂物;再从微观成分分析,结果显示缺陷内残留的确实是成分之外的夹杂物,根据分析夹杂物的成分与刀具的成分一样,所以确定夹杂物为刀具在加工过程中残留下的屑混入钛合金里。

根据对断裂物件断口的分析得出,构件的断裂是因为构件表面存在面状裂纹或者物件内部存在微观的体积缺陷作为裂纹源萌生至裂纹、经过裂纹扩展、裂纹穿透至最终断裂。总得来说,缺陷分为两大类:面缺陷,包括裂纹、线状夹杂等,体积缺陷,包括气孔、夹杂物等。

微观气孔形缺陷是结构中最常见的缺陷类型,虽然气孔的缺陷尺寸特别小,但是可能分布比较广,在交变载荷作用下萌生成条形裂纹,尤其是形状不规则的气孔对材料性能的影响更显著。

以固溶体形式存在的气体,虽然危害比较小,但也会降低铸件的韧性,从固溶体中析出的气体产生的压力使晶粒间形成须状裂纹。夹杂缺陷能够降低合金溶体的流动性、形成硬质点,成为铸件断裂的裂纹源,导致材料的强度、塑性、疲劳抗力、耐蚀性能等显著降低,直接影响了产品的质量^[62]。

2.3.2 裂纹缺陷

裂纹缺陷一般存在于焊缝处及应力集中区域。在焊接构件中,裂纹缺陷是最严重、最常见的一种缺陷。焊接裂纹不仅发生于焊接制造过程中,有的还有一定潜伏期,有的则产生于焊后的热处理和使用过程中,在焊接残余应力及外载荷等其他因素的共同作用下,裂纹缺陷有可能扩展。裂纹的扩展将严重降低构件的使用寿命,影响焊接件的安全使用,是一种非常危险的工艺缺陷。裂纹根据其成因、机理、存在的位置、形状等不同,可有不同的分类方法。

2.3.3 焊接残余应力

焊接残余应力也可视为广义缺陷的一种类型,其形成的原因是,在焊接过程中至焊接结束时,结构的温度从高于材料熔化温度至室温时的冷却过程中,由于温度场的

不均匀使结构内部的塑性变形也不均匀，结构内部就会存在自相平衡的残余应力。

对于一个通过焊接连接的结构，残余应力总是避免不了的，而潜水器载人舱是个有多个焊缝的结构，其内部在不受其他外载荷时都会存在着一个自平衡的残余应力场，当承受海水水压时与残余应力相互作用影响载人舱的稳定性。卞如刚在他的文献[63]中探究了焊接残余应力对潜水器载人舱的寿命影响分析，基于双参数统一理论，改进前人提出的裂纹扩展模型，提出一个能够包括裂纹扩展全过程的双参数模型，根据前人对焊接残余应力沿厚度方向的分布规律，实际上就是改变载荷的最大应力状态与最小应力状态以及循环应力比，结合试验验证焊接残余应力影响结构的疲劳寿命。

2.3.4 加工制造几何缺陷

以前，对于没有开口的理想耐压球壳，由小挠度理论导出的弹性屈曲压力与实验结果对比误差很大（均匀外压下），后来有些学者开始研究非线性大挠度理论并在这方面做出了许多贡献^[64]，但一方面来多对孤立扁球壳而言，另一方面来并未考虑到球壳的制造偏差，因而也未能对有几何缺陷球壳提出可靠的理论计算方法。

在这之后，人们开始考虑初始几何缺陷把问题转化为扁球壳的稳定问题，郭庆恒在他的文献[65]中考虑了具有对称几何缺陷的球壳，将缺陷部分的球冠从整个球壳中分离出来看作是扁球壳，但扁球壳的移动与转动受其余部分的弹性约束，计算扁球壳在受弹性约束下的稳定性。

2.4 本章小结

本章主要对载人舱的主要材料和结构特征进行分析讨论，尤其对材料的疲劳性能和裂纹扩展性能的实验结果进行了介绍。同时对本论文研究所涉及的广义缺陷类型进行了介绍，包括材料内部体积型缺陷、焊接部位的裂纹缺陷、焊接造成的残余应力、壳体加工制造导致的几何缺陷，分析结果将为研究缺陷对球壳结构强度的影响提供基础。

第3章 内部体积缺陷对球壳材料性能的影响分析

对钛合金试棒进行拉伸试验时，发现试棒断裂的位置存在着体积型缺陷，这是由于加工、焊接等过程中形成的内部缺陷。这些缺陷的尺寸有些特别小，已经超出检测仪的测定范围或者漏检，但却是客观存在的，这些内部缺陷会影响材料的延伸率，甚至影响材料的强度，缺陷的大面积存在将影响整个球壳的性能，在球壳的安全性评估中不能忽视这些缺陷的影响。

在拉伸试验中，试棒的缺陷数量、大小以及排列方式等参数的不同，其对材料性能的影响规律也不一样。本章中将借助有限元软件 abaqus 模拟钛合金拉伸试验，分析这些参数对材料性能的影响。通过计算，初步分析缺陷对材料性能的影响规律，从而为探究缺陷对球壳强度的影响规律提供理论指导。

运用 abaqus 模拟球壳动态压溃过程，基于体积型缺陷对材料性能的影响规律，分析由于缺陷导致材料延伸率的降低对球壳强度的影响规律，从而得到缺陷对球壳的影响规律。

3.1 材料内部体积缺陷形式

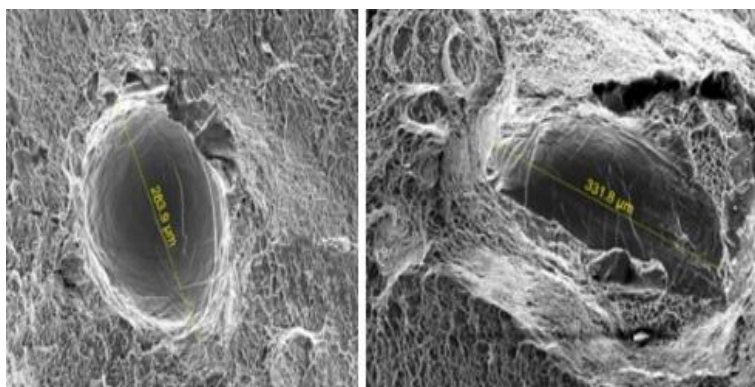


图 3.1 内部体积缺陷图

Fig.3.1 Internal volume defect

钛合金是现如今航空航天领域、船舶领域等广泛使用的材料之一，钛合金具有较高的比强度、良好的断裂韧性、良好的耐海水腐蚀性、良好的耐高温性使得其也能作为制造全深海载人舱耐压球壳的材料，其丰富的储存量也是钛合金近年研究比较多，应用比较广泛的原因之一^[66]。有缺陷的部位会存在应力集中，所以大多疲劳裂纹起源于焊缝的亚表面或者内部气孔缺陷，而用钛合金材料制造的载人舱主要是通过焊接方式连接的结构，这些缺陷势必会对降低载人舱的强度并且会影响载人舱的使用寿命。深海环境复杂，为了能使潜水器正常下潜与作业，有必要研究作为载人舱材料的钛合

金在加工制造过程中产生的内部缺陷。

钛合金材料外部承受载荷量大时，随着应变量的增大易引起疏松，从而使材料形成空洞^[67]。使用无损检测仪检测高强度钛合金试棒，发现其内部存在着近似长轴为 200 微米、300 微米近似椭球形的体积型缺陷，如上图 3.1 所示。

鉴于该体积缺陷形式，本章我们将对钛合金类哑铃型圆柱棒进行拉伸试验来探究其材料性能，通过软件 ABAQUS 模拟拉伸试验并与试验结果对比，基于 ABAQUS 来探究体积缺陷对钛合金材料的性能变化，其技术路线如下图 3.2 所示。

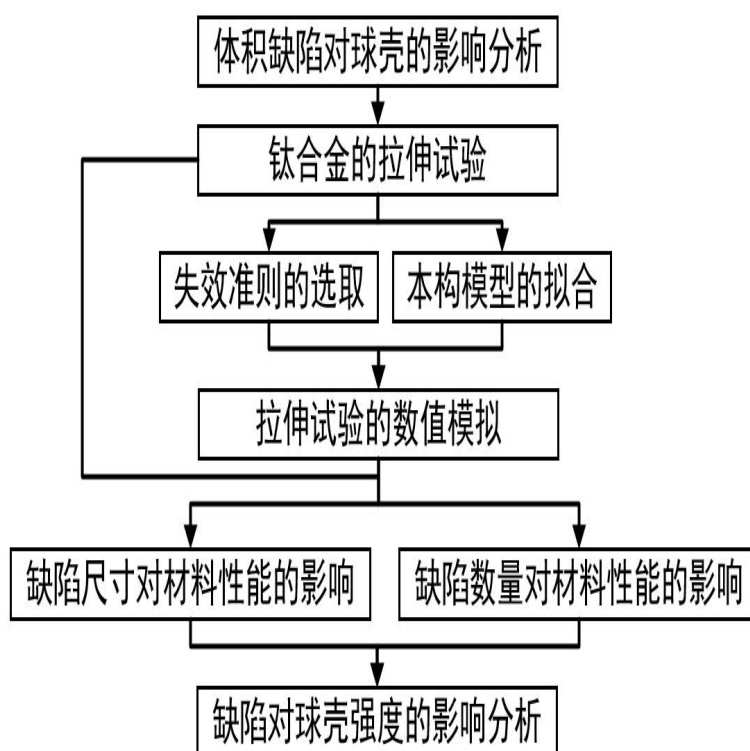


图 3.2 技术路线图

Fig.3.2 Technology roadmap

3.2 建模

本文分析所用的模型为拉伸试验的标准圆柱棒试样，运用有限元软件 ABAQUS 建立圆柱棒试样模拟拉伸试验计算圆柱棒的拉伸强度以及计算出应力应变的关系。

软件 ABAQUS 可以模拟真实的拉伸实验，所以根据实验的要求添加约束和对试样两端施加载荷，对于圆柱棒试样施加载荷的方法是首先建一个参考点，然后将参考点与需要施加载荷的部分耦合，最后在参考点上施加载荷即可。因为我们需要计算出材料的抗拉强度，即计算出材料的承载拉力，根据公式 $\sigma = F_{\max} / A$ 计算出材料的抗拉强度，故我们给参考点施加强制位移，并通过时间变量输出 F-t 的关系曲线。

网格的类型应尽量选择结构化网格，结构化网格的特点是减少计算量，增加计算效率，提高计算精度并且能增加计算收敛性；然后根据要求合理的布置全局种子，并细化重点关注的区域部分的网格。如下图 3.3 所示为模型网格划分图，在圆柱棒失效处可进行网格细化处理用于研究拉伸试验的准确性。

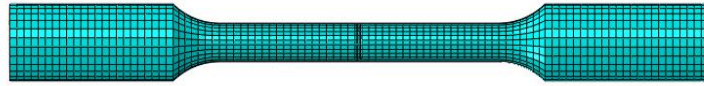


图 3.3 试件网格图

Fig.3.3 Mesh of specimen

对于单元类型的选择是采用 C3D8R 八节点六面体线性减缩积分单元，因为减缩积分单元在每个方向比完全积分单元少用一个高斯积分点，在单元的中心只有一个积分点，所以减缩积分单元一般比完全积分单元的计算效率高，计算精度也相对比较好。

对于本文研究的拉伸试验模拟仿真问题，要正确选择分析模块才能满足仿真要求。首先选择通用静态分析在相同约束和载荷的情况下做静力分析来验证模型的准确性，并找出在受此载荷的作用下零件发生应力集中的部位；但是通用静态分析模块一般只能做静力分析或者求非线性问题比较方便，计算过程与时间 t 是无关的；而对于进一步的动态模拟断裂过程应该在 **abaqus** 的分析模块里选择显示动力学分析模块比较合适，显示动力学能通过对材料的设定真实的反映材料的特性，比如对于拉伸模拟过程中的紧缩现象等并且计算过程是与时间 t 相关的，可以根据结果输出得出应力应变之间的关系曲线。

3.3 本构模型的选择

3.3.1 Johnson-Cook 本构

公式 3.1 为 Johnson 和 Cook 等人在考虑了金属加工硬化效应、高温下表现出明显的热软化效应等这些因素的基础上提出的 Johnson-Cook 应力方程：

$$\bar{\sigma} = \left[A + B(\bar{\varepsilon}^{pl})^n \right] \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\bar{\varepsilon}}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \right] (1 - \hat{\theta}^m) \quad (3.1)$$

其中， $\bar{\varepsilon}^{pl}$ 表示等效塑性应变； A 、 B 、 C 、 n 和 m 为材料参数； $\hat{\theta}$ 为无量纲温度。

3.3.2 各向同性弹性理论

线弹性材料模型适用于小弹性应变，模型可以引入温度变量和其他领域的一些变量；而根据下面的公式 3.2 可以知道总应力是由总应变决定的，应力应变公式为：

$$\sigma = D^{el} \varepsilon^{el} \quad (3.2)$$

其中， σ 指总应力； D^{el} 指四阶弹性张量； ε^{el} 指总应变。

当弹性应变非常大的时候，不要用线弹性材料去定义，而是用超弹性模型去定义。即使是在有限的应变问题中，弹性应变仍然是指小应变。

线弹性最简单的形式是各向同性，通过给出的弹性模量 E 和泊松比 ν 来完全定义弹性属性，剪切模量 G 可以通过 E 和 ν 表达出来，也可以把这些参数作为温度函数或其他预定义场的函数。

3.3.3 各向同性塑性理论

各向同性材料模型普遍适用于金属塑性计算，既可以作为与速率相关的模型，也可以作为与速率无关的模型，并且这种模型的形式特别简单。由于这种简单性，与积分模型相联系的代数方程就可以很轻易的用单个变量来表达，也能清楚的表达出材料的刚度矩阵，这样的话程序内部会产生高校的代码，从而开发出了这些方程。

在 abaqus 中定义塑性数据时，必须采用真实应力和真实应变。而材料的数据常常是以名义应力和名义应变的值的形式给出的。所以我们必须通过真实应力应变与名义应力应变的转换公式来获取真实应力应变数据，再输入 abaqus 中。

真实应力应变与名义应力应变的关系如下公式 3.3 所示：

$$\begin{cases} \varepsilon = \ln(1 + \varepsilon_{nom}) \\ \sigma = \sigma_{nom}(1 + \varepsilon_{nom}) \end{cases} \quad (3.3)$$

其中， ε 表示真实应变； ε_{nom} 表示名义应变； σ 表示真实应力； σ_{nom} 表示名义应力。

本文通过在对各向同性理论与 Johnson-Cook 理论的仿真结果，两种理论方法计算的强度值基本相差不大，但是各向同性理论在模拟时发生试棒不在中间断裂的问题，故本文的计算选择 Johnson-Cook 模型较为合适，所以我们需要拟合 Johnson-Cook 本构关系的参数值。

根据公式 3.1 的 Johnson-Cook 模型中， A 、 B 、 n 反映应力对应变的依赖性； C 反映应力的应变率敏感性； m 反映应力与温度的关系；在常温准静态加载条件下，以及低应变率时，式 3.1 可简化公式：

$$\sigma = A + B \varepsilon_e^n \quad (3.4)$$

根据简化式 3.4，我们只需要拟合出试验数据参数 A 、 B 、 n 。而式 3.4 中的 A 表示材料的屈服强度，即 A 为 990Mpa，然后对式 3.4 的两边取对数，得到公式：

$$\ln(\sigma - A) = \ln B + n \ln \varepsilon_e \quad (3.5)$$

根据试验曲线,运用最小二乘法来拟合公式 3.5,根据直线定律, $\ln B$ 为直线截距, n 为直线斜率,通过 oringin 软件进行线性拟合得到 B 、 n 的值, $B=721$, $n=0.58^{[68]}$ 。

3.4 失效准则的选择

3.4.1 金属延性准则

延性准则是用于预测由于空隙成核、生长、集结引起的损伤萌发的唯象模型。模型假设损伤发生时的等效塑性应变是应力三轴度和应变率的函数:

$$\varepsilon_D^{pl} \eta, \varepsilon^{pl} \quad (3.6)$$

公式中, η 为应力三轴度 ($\eta = -p/q$, 其中 p 是压应力, q 是 Mises 等效应力);

ε^{pl} 为等效塑性应变率。

3.4.2 Johnson-Cook 断裂准则

ABAQUS 提供了一个仅适用于高应变率变形的动态失效模型,即 Johnson-Cook 断裂失效模型,其表达式如 3.7 所示。

$$\bar{\varepsilon}^{pl} = \left[d_1 + d_2 \exp\left(d_3 \frac{p}{q}\right) \right] \left[1 + d_4 \ln\left(\frac{\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}}{\dot{\bar{\varepsilon}}_0}\right) \right] (1 + d_5 \hat{\theta}) \quad (3.7)$$

其中, d_1 - d_5 是失效参数, d_3 一般取正值; $\dot{\varepsilon}$ 表示应变率。

金属的断裂通常是延性断裂^[69],而本文选用金属延性准则是基于以下三点理由:

(1) 根据钛合金的性能,钛合金的延生率相对较大,其断裂方式不属于脆性断裂;(2) 金属延性准则主要用于预测由于空隙成核、生长、集结引起的损伤萌发的唯象模型,在金属塑性变形的作用下,空洞能够长大至一定数量的空洞聚集起来形成裂纹(方刚,金属塑性成形过程延性断裂的准则)。(3) 我们经过拉伸试验获取的性能参数正好满足金属延生准则的主要参数:应变率,应力三轴度,延伸率。

3.5 计算结果分析

3.5.1 静力分析

在静态通用分析模块,圆柱棒试样的静力分析结果如下图 3.4 所示。

根据静力学分析的结果可以看出,模型两端收到拉力的情况下产生应力集中的部位在圆柱棒的标距段,而且应力云图显示的应力结果完全对称于 X0Y 平面,并且 Mises 应力结果验证与 TC4 的屈服强度相比误差不大,通过对模型进行静力学计算分析验证模型的准确性同时为下一步的动态分析奠定基础。

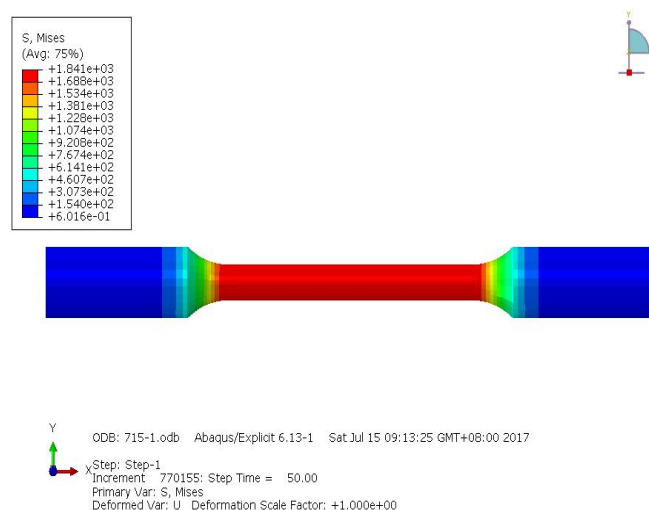


图 3.4 试样的静力分析结果

Fig.3.4 Static analysis result of specimen

3.5.2 动态分析

在显示动力学分析模块，圆柱棒试样的动态断裂云图如下图 3.5 所示。

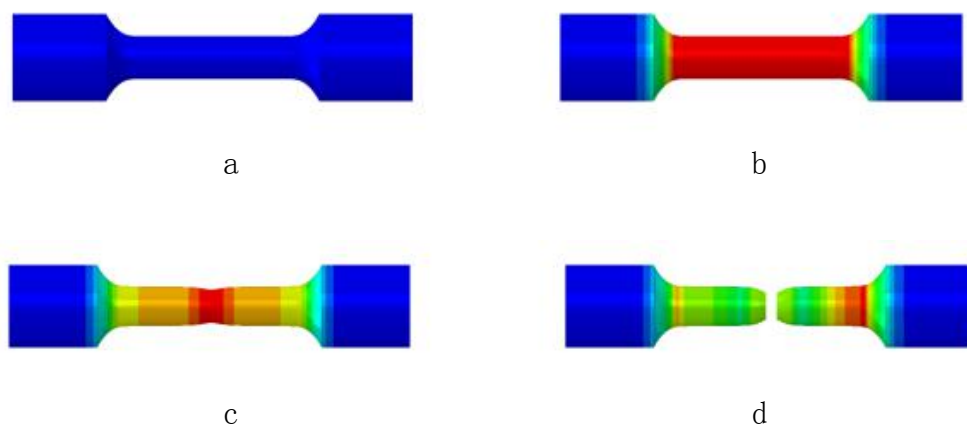


图 3.5 试样的动态断裂云图：a. 初始状态；b. 应力集中；c. 颈缩现象；d. 断裂破坏

Fig.3.5 Fracture process of specimen:a.initial state;b.stress concentration;c.compression;d.fracture

根据显示动力学的分析结果可以看出，根据静力学分析结果锁定的应力集中区域，圆柱棒确实是在标距段产生应力集中并且在标距段的中心发生断裂，并且圆柱棒在受拉过程中发生紧缩现象，有效的贴合了试验断裂过程。

abaqus 输出结果 F-t 关系曲线图，根据公式 3.8 求出应力结果：

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3.8)$$

其中，F 指拉力；A 指有效截面面积。

根据下列公式 3.9，求出应力结果，根据数据整理得出应力应变曲线如图 3.6 所示。

$$\varepsilon = \frac{vt}{l} \tag{3.9}$$

公式中，v 指的是拉伸速度，t 指的是拉伸时间，l 指的是有效长度。

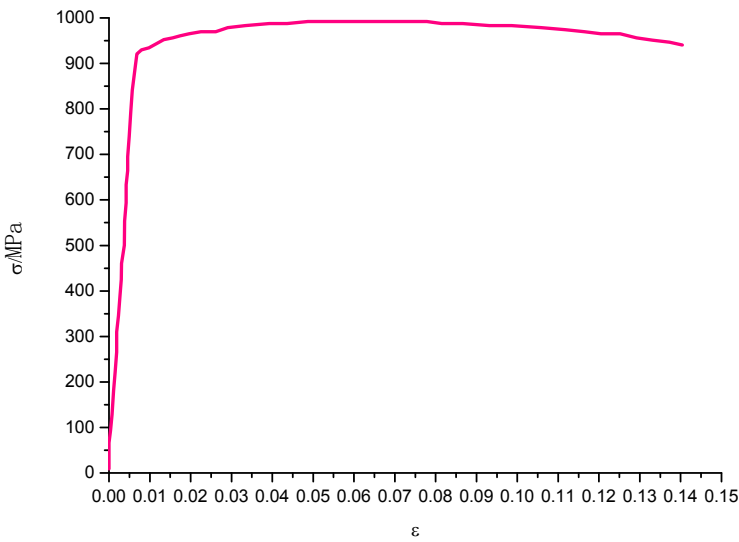


图 3.6 应力应变曲线图

Fig.3.6 Stress-strain curve

表 3.1 结果对比表

Table3.1 Results comparison

	抗拉强度，MPa	延伸率，%
实验结果	983	15
数值计算结果	990	14

根据应力应变曲线图 3.6 以及试验数值对比表 3.1，可以看出，软件 ABAQUS 对于钛合金的强度校核还是比较准确的，而且对于延生率的结果也与试验结果比较吻合，结果证明软件 ABAQUS 是模拟拉伸试验并计算钛合金强度是有效的，为下一步体积缺陷对钛合金材料性能的影响提供理论依据，并且拉伸试验的动态断裂模拟选用的材料模型和失效准则作为计算第五节球壳压溃分析的参数。

3.6 基本拉伸性能随缺陷参数的变化分析

为了方便的研究内部缺陷对材料性能的影响，将各种形状的体积缺陷等效成球状缺陷便于建模。

3.6.1 单孔缺陷对钛合金材料性能的影响

因为内部体积缺陷建模会增加外部圆柱棒试样的网格密度，故我们仅用标距段圆柱棒模型来代替哑铃状圆柱棒模型，这样就可以减少网格的数量，提高计算效率，标距段圆柱棒模型模型如图 3.7 所示，试棒网格图如 3.8 所示，同时图 3.9 也给出了含单个体积缺陷的截面网格图。

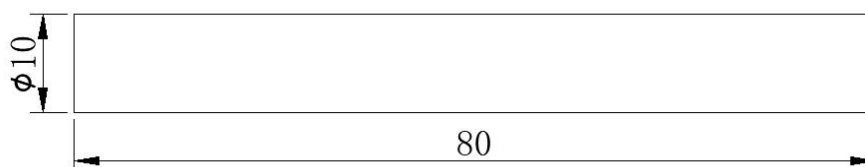


图 3.7 等效模型尺寸

Fig.3.7 Size of equivalent model



图 3.8 含缺陷试样网格图

Fig.3.8 Mesh of defective specimen

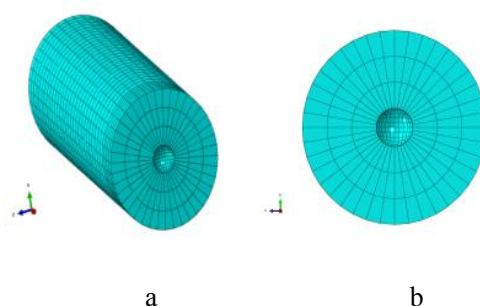


图 3.9 缺陷试样截面网格图

Fig.3.9 Cross section mesh of defective specimen

为了探究体积缺陷尺寸对钛合金材料性能的影响，同时根据测微仪检测到最小直径 d 为 0.2mm 的体积缺陷，我们在圆柱棒试样对称面分别建立半径 r 为 0.1mm, 0.2mm, 0.3mm, 0.4mm, 0.5mm, 0.6mm, 0.7mm, 0.8mm, 0.9mm, 1mm 的球孔。

如下图 3.10 所示为含体积缺陷的试棒拉伸模拟过程，下图 3.11 表示了不同缺陷尺寸应力应变曲线图。其中，绿色表示缺陷半径为 1mm，粉红色表示缺陷半径为 0.9mm，褐色表示缺陷半径为 0.8mm，墨蓝色表示缺陷半径为 0.7mm，黄色表示缺陷半径为 0.6mm，紫红色表示缺陷半径为 0.5mm，深绿色表示缺陷半径为 0.4mm，蓝色表示缺陷半径为 0.3mm，大红色表示缺陷半径为 0.2mm，黑色表示缺陷半径为 0.1mm。不同缺陷尺寸对试件抗拉强度和延伸率的影响结果对比可见下表 3.2 和并且给出延伸率与缺陷半径的规律分布见下图 3.12。

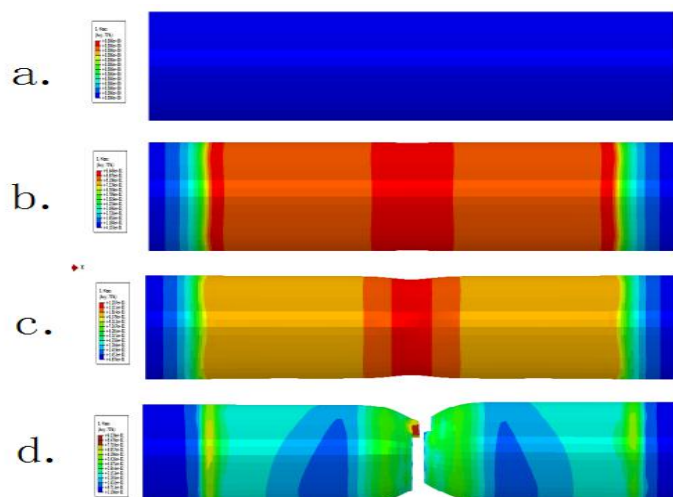


图 3.10 带缺陷试棒动态断裂过程云图：a. 初始状态；b. 应力集中；c. 颈缩现象；d. 断裂破坏

Fig.3.10 Fracture process cloud picture of defective specimen:a.initial state;b.stress concentration;c.compression;d.fracture

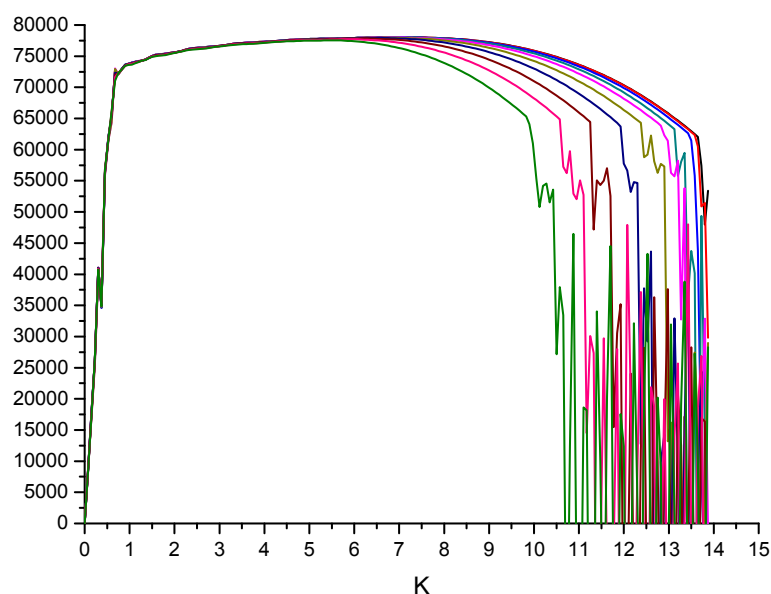


图 3.11 不同缺陷尺寸应力应变曲线图

Fig.3.11 Stress-strain curve of different defect size

根据表 3.2 和图 3.12 所示的结果显示，当体积缺陷的尺寸很小的时候，不会影响材料的屈服强度和抗拉强度，但对延伸率的影响就非常明显，随着球孔直径的增加，延伸率降低了，延伸率降低就会使材料逐渐趋向于脆性，就容易发生断裂，并且从图上来看延伸率与球孔缺陷的直径呈一定的相关性，可以根据这个关系来预测材料强度

的走向趋势；当缺陷的直径足够大的时候会直接影响材料的强度，材料的强度会随着球孔直径的增大而降低，所以探究材料的体积缺陷对材料性能的影响是很有必要的。

表 3.2 试件强度和延伸率的结果对比表

Table3.2 Results of strength and extensibility

缺陷半径 (mm)	抗拉强度 (MPa)	延伸率 (%)
0.1	994.13	13.6
0.2	994.11	13.5
0.3	994.05	13.4
0.4	993.93	13.2
0.5	993.72	12.9
0.6	993.40	12.4
0.7	992.83	12.0
0.8	991.73	11.3
0.9	990.36	10.6
1.0	987.97	9.8

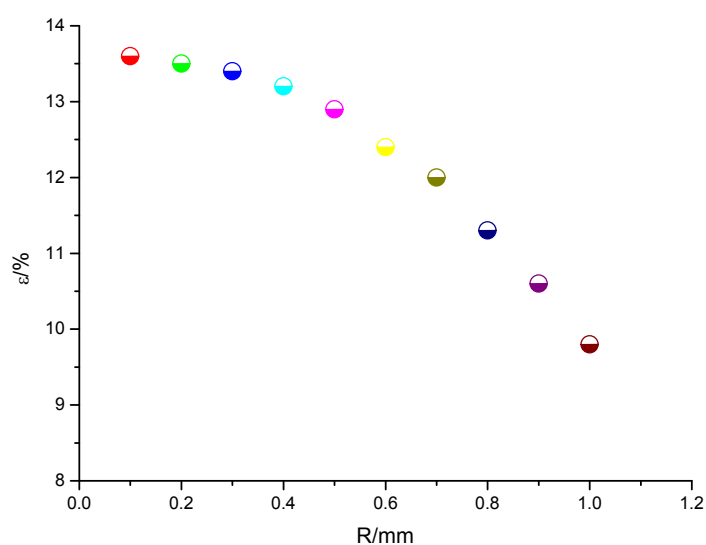


图 3.12 缺陷尺寸与延伸率关系分布规律图

Fig.3.12 Distribution law of defect size and extensibility

3.6.2 多孔对材料性能的影响分析

根据无损检测仪对载人舱的检测报告可以知道，结构不会仅存在一个球孔缺陷，同时根据需要，也有必要探究球孔缺陷的数量对材料性能的影响，由于网格的划分难

度大和计算量过大，本文最多只研究了五个球孔缺陷对材料性能的影响，并且气孔的排列方式处于同一直线，气孔间隔距离一样，气孔直径根据检测报告定为 0.4mm，缺陷局部网格放大如下图 3.13 所示。

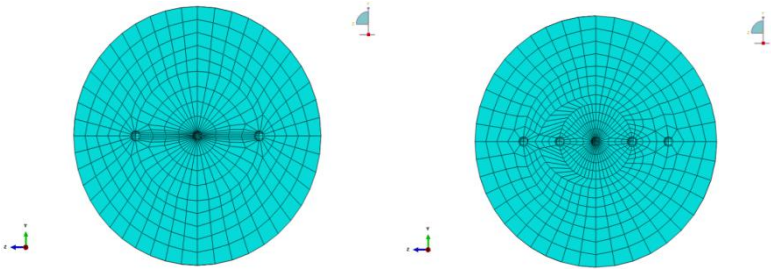


图 3.13 三孔缺陷和五孔缺陷网格图

Fig.3.13 Mesh of 3 defects specimen and 5 defects specimen

含多孔缺陷试棒的应力应变曲线计算结果如图 3.14 和表 3.3 所示。

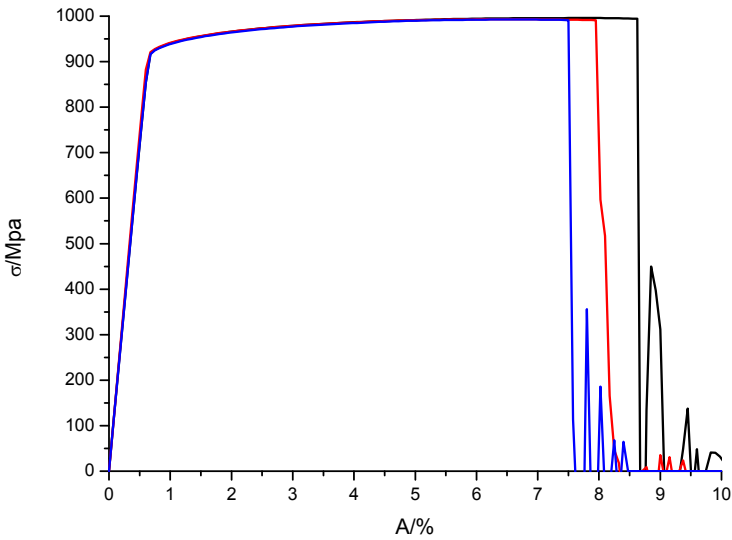


图 3.14 不同缺陷数量应力应变曲线

Fig.3.14 Stress-strain curve of different defect number

表 3.3 试件强度和延伸率结果对比表

Table3.3 Results of strength and extensibility

缺陷数量	抗拉强度（MPa）	延伸率（%）
2	994.168	8.625
3	990.8	7.95
5	991.791	7.5

从上图 3.14 和上表 3.3 中可以看出，钛合金的力学性能受缺陷数量影响，即当缺

陷直径比较小时，缺陷数量越多，材料的延伸率越低，但是抗拉强度几乎不变；本文虽然还未计算到缺陷直径达到特定尺寸时降低材料强度，根据理论可以得出结论，当缺陷尺寸达到特定值时，材料的抗拉强度会随着缺陷数量的增加而降低，这个值理论上比单孔缺陷的值小。

3.7 压溃分析

由上一节中得出结论，材料中的缺陷降低了钛合金的延生率，从而使球壳在承受接近屈服强度值的外压时由于塑性区达不到本身的特性而直接发生脆性断裂；故本文通过软件 abaqus 模拟球壳在压力舱下的破坏过程以研究缺陷对载人舱的影响。

在数值分析时，为了提高计算效率同时又不影响分析结果，对载人舱简化模型进行分析，此简化模型也为实验模型，并且在接下来关于彩虹鱼潜水器球壳计算时都运用这个模型；对球壳的材料属性定义分别取延生率 5%, 10%, 15%，通过参数变量探究球壳在不同延生率下的强度影响。

3.7.1 球壳压溃过程计算

基于第三节 ABAQUS 模拟拉伸试验，动态断裂计算所用参数均为前面计算拉伸试验选用的模型参数，包括塑性模型和失效准则；并且压溃分析的计算可以与载人舱非线性结果贴合，模型的单元类型、单元数量等均与载人舱屈曲计算条件相同，下图 3.15 a、b、c、d 四图给出了球壳的断裂过程。

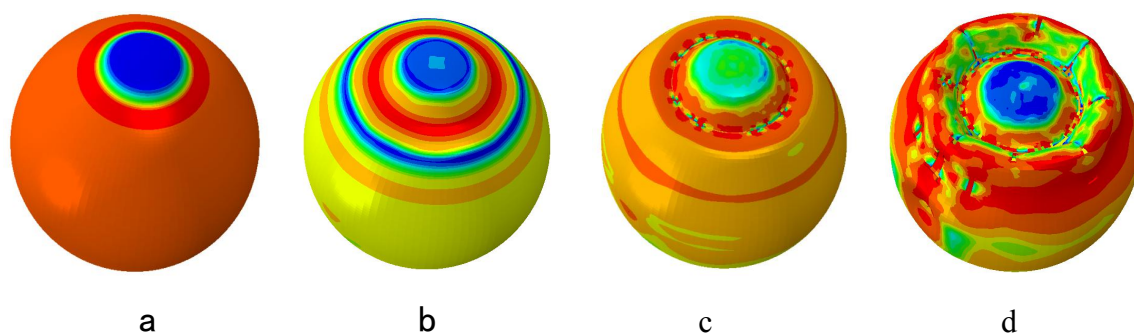


图 3.15 球壳的压溃过程

Fig.3.15 Collapse of spherical shell

从仿真图 3.15.a、b、c、d 四个过程中可以看出，球壳在承受外载荷时，局部加强部位产生应力集中，随着压力增加至屈服点开始破坏直至上半球全部断裂；刚开始发生破坏的压力为 61MPa，破坏模式在一定程度上与试验的破坏模式相似，均是先从局部加强部位发生破坏。

根据数值计算，模型球的强度为 61MPa，与中国船级社规范理论值对比误差不大，说明此模型球可下潜至 6100 米海深；本次计算可以与第四章马氏体镍钢模型球的屈曲

计算做对比，比较两种不同强度的材料对球壳结构特征的影响。

目前，很少有学者模拟动态压溃过程去计算载人舱的抗拉强度，压溃分析可以与屈曲分析结果值做对比更进一步验证屈服强度值的准确性，并且通过模拟载人舱的破坏过程而去对比实验过程中球壳的破坏形式。

3.7.2 延伸率对球壳压溃的影响分析

为了讨论材料延伸率对球壳强度的影响，基于 ABAQUS 压溃分析模拟不同材料延伸率下动态压溃过程，其结果如下图 3.16 所示。

从图 3.16. a、b、c 中可以看出，在同样的外载荷条件下并且保载时间一样，载人舱的强度在一定程度上受延伸率影响，其表现形式为破坏程度的大小，延伸率越高，破坏程度越大；当延伸率为 5% 时，球壳已经破坏大半，当延伸率为 10% 时，球壳局部加强部位几乎完全破坏，当延伸率为 15% 时，球壳局部加强部位开始发生破坏；这是因为延伸率低，材料的基本力学性能降低，从而使球壳的强度在一定程度上受影响，结合缺陷对延伸率的影响，说明缺陷引起的延伸率降低使球壳提前发生破坏。

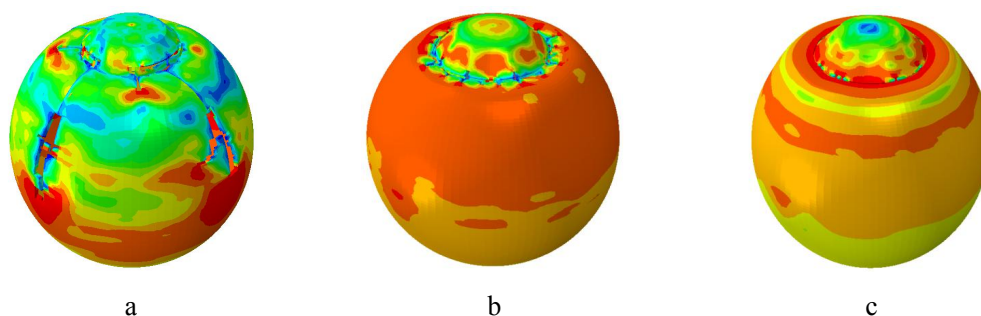


图 3.16 不同延伸率下动态压溃过程：a. 延伸率为 5%；b. 延伸率为 10%；c. 延伸率为 15%

Fig.3.16 Collapse process under different extensibility:a.5%;b.10%;c.15%

3.8 小结

本章运用 ABAQUS 模拟钛合金静态拉伸试验。计算结果与试验数据对比证明 ABAQUS 模拟仿真的有效性，即计算得出钛合金的抗拉强度和延伸率与试验结果误差很小，并且试棒断口在一定程度上与试验相吻合。

基于 ABAQUS，模拟含体积型缺陷钛合金试棒的拉伸试验，探究缺陷直径和缺陷数量对材料性能的影响。结果显示当缺陷直径很小时，缺陷会降低材料的延伸率，并且缺陷直径越大，材料的延伸率越低；当缺陷直径达到一定尺寸时，缺陷会直接降低材料的强度，并且缺陷直径越大，材料的强度越小；本文在研究缺陷数量对材料性能影响时只考虑缺陷在同一直线的分布方式，结果显示，当缺陷直径很小时，随着缺陷数量的增多，材料的延伸率越低；当缺陷直径达到一定尺寸时，缺陷的数量的增多会

直接降低材料的强度；研究缺陷的数量对材料性能的影响可以为今后学者研究缺陷的等效奠定基础。

体积型缺陷对材料性能的影响，包括对材料延伸率的影响、材料强度的影响，对材料延伸率的影响最终会导致结构强度的降低，故本文运用 ABAQUS 进行动态压溃分析以探究延伸率对载人舱静强度的影响。结果显示，载人舱的强度随着材料延伸率的降低而降低，这是因为延伸率的降低改变了钛合金的韧性，使结构在承受外载荷时达不到原有的塑性屈服而发生脆性断裂；对比试验断裂模式，abaqus 的仿真结果也是从变厚度处断裂，说明 ABAQUS 可以与实验值吻合较好；同时动态压溃分析可以与第四章载人舱的极限强度分析对比校核，为 ABAQUS 计算载人舱极限强度分析提供一个保证。

第4章 初始几何缺陷对球壳性能的影响分析

由于机械加工误差，载人舱的厚度会存在不均匀性，而我们在初步设计计算的时候往往不会考虑到这一点，球壳的结构性能对缺陷比较敏感，在多次的试验中得到的数据与理论值相差较大，后来很多学者在研究中逐渐认识几何缺陷概念，在计算中考虑了结构本身的圆度偏差及大开口的影响。

根据测量，载人舱每个点的厚度都有误差，如果确切按照每个经纬方向的厚度来建模的话不仅会增加建模的难度，也使得后处理复杂化，本文将参照前人计算载人舱结构稳定性的方法对马氏体镍钢模型球进行分析，引入几何缺陷，即将一阶模态等效成载人舱的初始几何缺陷，再用弧长法计算载人舱的屈服强度。

4.1 初始几何缺陷的形式

计算潜水器耐压球壳的极限强度值时不考虑几何缺陷将造成偏于危险的计算结果，因为耐压球壳在加工过程中会主要产生初始几何缺陷，而耐压球壳作为载人潜水器的核心部件，研究初始几何缺陷，其中包括弹性屈曲模态缺陷，局部缺陷、整体圆度偏差和壳板厚度偏差，对载人潜水器耐压壳体承载力的影响是极其必要的^[70]，在这样的情况下，我们计算得到极限强度就会更加准确，偏于安全。

本文研究的载人潜水器耐压壳体的结构型式为球形壳体，如下图4.1所示为潜水器球壳的圆度偏差，其中 R 为名义半径，即设计半径； R_l 为局部缺陷处板厚中面的局部曲率半径，即局部半径； L_{cr} 为临界弧长； S 为名义半径与局部半径所在圆的圆心距； ψ 为缺陷处对应于名义半径的圆心角之半； α 为缺陷处对应于局部半径的圆心角之半。

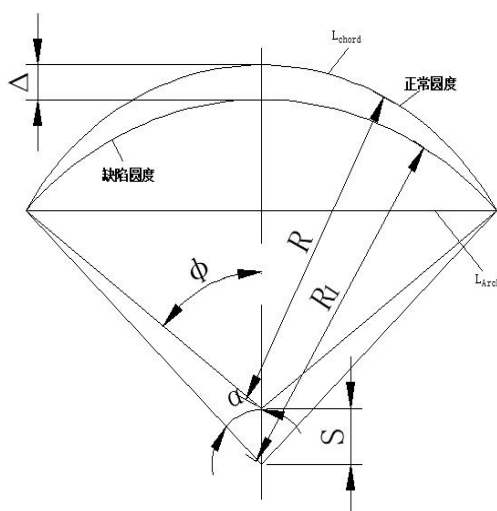


图 4.1 局部圆度偏差示意图

Fig.4.1 Scheme of round deviation

本章主要考虑的初始几何缺陷形式为圆度偏差，研究几何缺陷对深海载人潜水器耐压球壳极限承载力的影响，其技术路线如下图 4.2 所示。

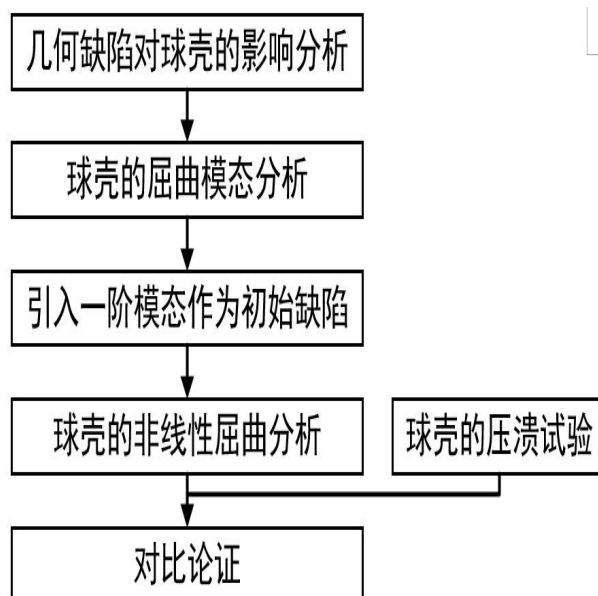


图 4.2 技术路线图

Fig.4.2 Technology roadmap

4.2 实际测量的马氏体镍钢模型球缺陷形式

如下图 4.3 所示为测量球壳尺寸的节点分布，万米潜水器项目组（本文作者辅导员所在课题组）委托南京晨光集团计量检测中心对万米潜水器耐压球壳的尺寸进行了检测，检测仪器采用三坐标测量机 5•26•14，测量精度为 $\pm (3.5+L/250) \mu\text{m}$ ，长度 L 单位 mm 。先要确定三坐标测量机的直角坐标系，故其布置方式是以球壳边沿某一螺孔为参考，指向对面螺孔为正轴，开口放置球壳向上为 Z 轴方向，以此确定 X 、 Y 、 Z 坐标。离散测量球壳边沿几点标定平面，选一纬度水平等间距测量标定球半径，沿一螺旋线离散测量球面数点标定球心。对于开口放置球壳测量球壳内面时，沿逆时针方向测量，对于倒扣放置球壳测量外面时沿顺时针方向，经度和纬度均以 30° 等间隔测量，测量网格线如下图所示。在测完所有网格点的 X 、 Y 、 Z 坐标之后，三坐标测量机会自动将球壳摆放至合适位置，然后打印出球壳的平均外径和最大偏差值。如下图 4.4 所示，左边三维图表示均匀球壳位置的厚度偏差，右边曲线图表示球壳加强部位的厚度偏差。

项目组同时委托南京晨光集团工艺研究所对模型球进行了超声无损探伤检测和磁粉无损检测。其中超声无损检测仪器包括纵波超声仪 EPOCH（OLYMPUS）、探头 DA5P20F10/20、纵波频率 5MHz、纵波分辨率 0.5mm 左右、横波超声仪 CST-2600、探头

2. 5P8×12K2、横波频率 2.5MHz、纵波分辨率 0.5mm 左右。布置方式为：球壳外表面涂抹机油作为声波耦合剂，探头接触球面进行测量。纵波设置门限为等效 2mm 平底孔，横波设置门限为等效 3mm 横孔。检测结果显示未发现超标缺陷。磁粉无损检测仪器为磁粉检测仪。没有对球壳做消磁处理，直接对个别特殊区域磁化后荧光观察，发现壳体内表层散布细小孔和裂缝，并没有较大的损伤和缺陷。同时，用超声测厚仪 OLYMPUS 38DLPLUS，探头 PANAMETRICS-NITD792(786048 10MHz)对模型球进行了厚度测量，测量结果将作为球壳破坏有限元分析的模型原始数据，有限元模型取平均厚度 13.835mm。

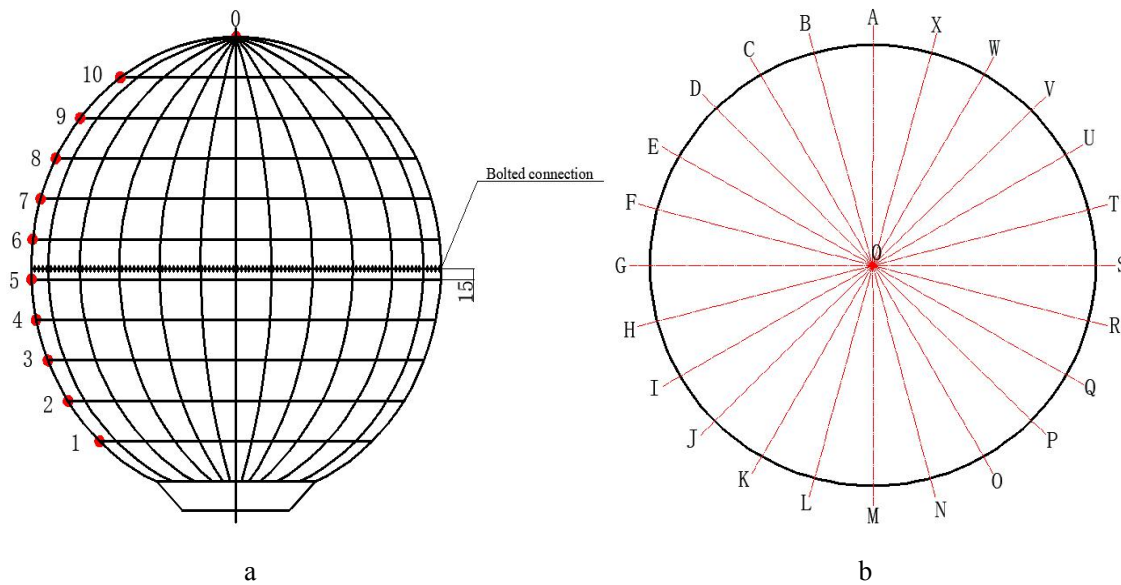


图 4.3 马氏体镍钢模型球厚度测量的节点分布

Fig.4.3 Measuring point distribution of maraging steel spherical

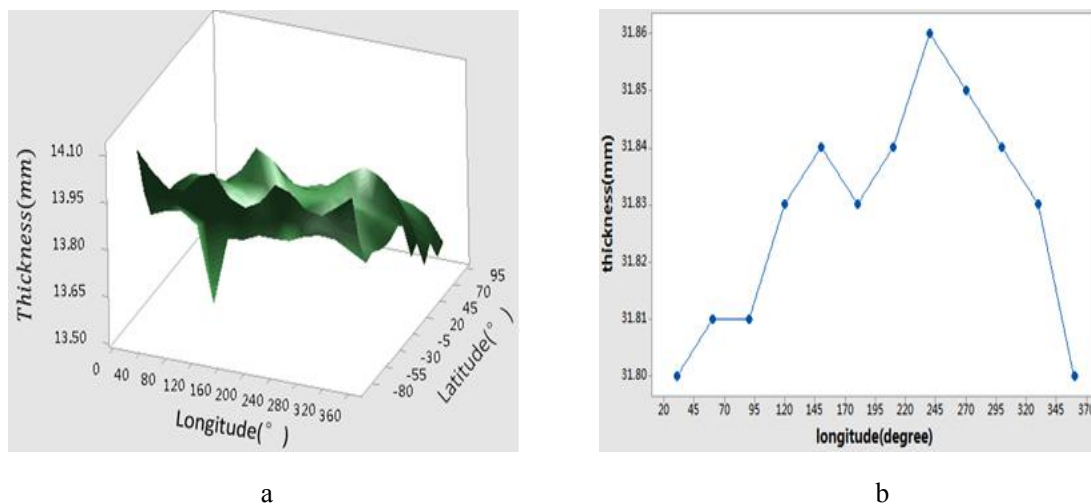


图 4.4 a. 三维图表示均匀球壳位置的厚度偏差；b. 曲线图表示球壳加强部位的厚度偏差

Fig.4.4 a.3-D curve of thickness deviation;b.2-D curve of thickness deviation

4.3 球壳初始缺陷的等效形式

本文在使用软件操作时引入初始几何缺陷的方法为一致缺陷模态法，先计算球壳的一阶屈曲模态（屈曲模态是指球壳发生屈服时，临界屈曲点的位移趋势），以一阶屈曲模态来模拟对结构的几何缺陷^[71]，一般计算出一阶屈曲模态下的位移与模态比例因子 k 的乘积作为球壳的初始缺陷^[72]，再计算球壳的极限强度，这种方法在确定结构的缺陷敏感性时是非常有用的^[73]。

如下图 4.5 所示为弹性屈曲模态缺陷，a 为光球的屈曲模态缺陷，b 为载人舱耐压球壳简化模型结构屈曲模态缺陷。

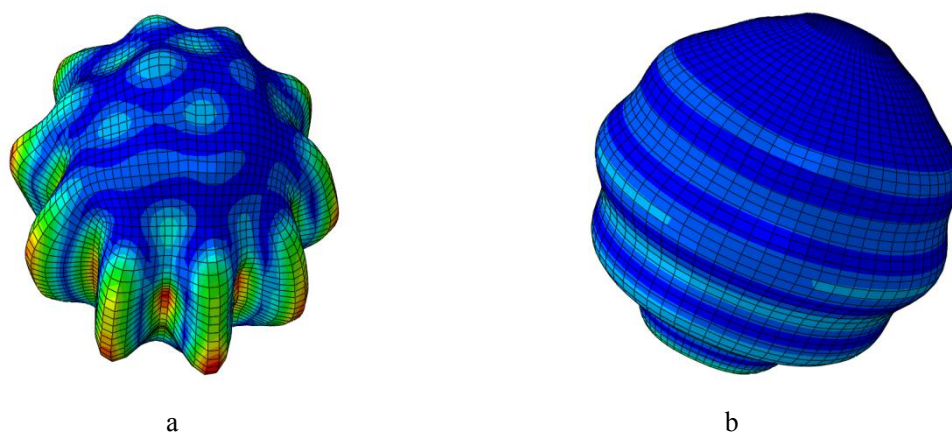


图 4.5 球壳的弹性屈曲模态缺陷示意图:a. 光球; b. 具有开口的球壳

Fig.4.5 Scheme of buckling mode:a.complete spherical shell;b.opening spherical shell

4.4 模型试验

在模型球的内表面和外表面分布了两种应变片，分别记录时间在压溃过程中应变的变化。三个处于密封状态的穿孔是用来从内部量器中取出电缆。完成必要的准备后，将模型球送入压力实验室，并进行水密和绝缘试验。检查完所有试验设备和程序之后，将模型球放入压力舱。当试验正在进行时，压力舱里面的模型球受到的载荷形式如下图所示 4.6 所示，在第一个和第二个循环时，压力的施加形式是每隔 3 分钟增加 5MPa，但是当压力增加到接近屈服压力或者出现显著的非线性应力应变关系时，压力的增量将减至 3MPa，1MPa 甚至 0.5MPa 以便我们可以捕捉到更加精确的压力破坏值。当模型球被压溃时，应变计记录压溃值，压溃后的模型球如下图所示 4.7 所示，它的崩溃形式说明，在北半球加厚的转变位置发生破裂，其余地方还是与南半球连接在一起的。从应力应变曲线中可以估测到加强段转变部位的极限强度为 118MPa，引入初始损伤之后，极限强度在 112MPa 以下。

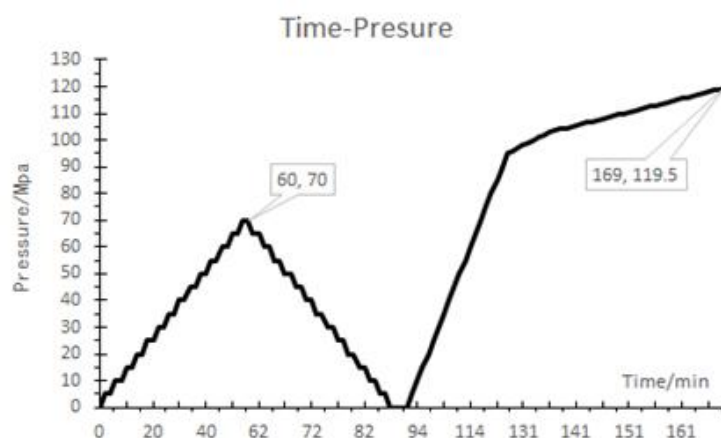


图 4.6 模型试验加载历程示意图

Fig.4.6 Loading scheme of test



图 4.7 压溃后的模型球

Fig.4.7 Crushed spherical shell

4.5 球壳极限强度理论

4.5.1 基于小挠度的线弹性失稳理论

对于潜水器的耐压球壳厚径比 $t/D \leq 1/20$ 属于薄壳范畴；在 1915 年，Zoelly 在小挠度理论基础上提出薄球壳在外载荷作用下失稳的理论公式^[74]：

$$P_e = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \left(\frac{t}{R} \right)^2 \quad (4.1)$$

式中， P_e 为失稳压力， E 为弹性模量， μ 为泊松比， R 为球壳半径， t 为球壳厚度。

4.5.2 基于大挠度的屈服强度理论

对于大深度潜水器的耐压球壳厚径比 $t/R \geq 1/12$ 属于厚壳范畴；由于受材料的非

线性与几何形状的圆度差以及焊缝处的残余应力影响，厚壳的极限强度不能简单地由失稳公式决定，而是由应力达到材料的屈服值来决定：

$$P_y = \frac{\sigma_y t}{R_m} \quad (4.2)$$

式中， σ_y 为材料的屈服强度， t 为球壳厚度， R_m 为球壳中径。

4.5.3 美国海军泰勒水池耐压球壳设计公式

60 年代，美国海军在泰勒船模试验池以深潜耐压艇体为对象，进行了大量的试验用以探究球壳的局部几何形状与其破坏强度的关系；并且通过此次试验，Krenzke 等提出一个适用球壳临界压力值的公式^[75]。

$$P_{cr} = 0.84c_z \sqrt{E_s E_t} \left(\frac{t_{cr}}{R_{cr}} \right)^2 \quad (4.3)$$

式中， $\sqrt{E_s E_t}$ 由材料正割模数和正切模数得到的双模量； c_z 是制造影响系数； t_{cr} 是临界弧长上的壳板平均厚度； R_{cr} 是球壳外表面的局部曲率半径。

4.5.4 俄罗斯深海潜水器耐压壳的临界压力公式

俄罗斯学者 Paliy 和他的同事在对 6000 米大深度潜水器的研究中，提出钛合金球壳的极限强度公式^[76]：

$$\begin{cases} P_{cr} = 1.2 \beta E \left(\frac{t}{R} \right)^2 \\ \beta = \frac{\beta_1}{\sqrt{1 + [\beta_1 (1 + \Delta) r_\sigma]}} \\ \beta_1 = \frac{1}{1 + (2.8 + r_\Delta) r_\Delta^{2/3}} \end{cases} \quad (4.4)$$

式中， r_σ 是线弹性失稳压力 P_e 与球壳材料屈服压力 P_y 的比值， r_Δ 为初始挠度 Δ 与球壳厚度 t 的比， β 和 β_1 为计算系数。

4.5.5 潘彬彬、崔维成等人提出的计算公式

潘彬彬、崔维成等在文献[77]通过一系列的有限元计算结果，提出了考虑了耐压壳体达到崩溃的极限承载能力和真正安全余量的载人舱承载能力计算公式：

$$P_u = \left(1 - k \frac{\Delta}{R} \right) P_{up} = \left(1 - k \frac{\Delta}{R} \right) \left(\frac{\sigma_b t}{R} + \frac{\sigma_b t}{R + t/2} \right) \quad (4.5)$$

式中，

$$k = a + b \cdot \exp \left(-c \cdot \left(\frac{\Delta}{R} \right) - d \cdot \left(\frac{t}{R} \right) + j \cdot \left(\frac{\Delta}{R} \right)^2 + f \cdot \left(\frac{t}{R} \right)^2 - g \left(\frac{\Delta}{R} \right)^3 - h \cdot \left(\frac{t}{R} \right)^3 \right) \quad (4.6)$$

其中, R 为载人舱内半径, t 为载人舱壳厚, Δ 为载人舱球度偏差, σ_b 为材料极限拉伸强度。

k 系数见下表 4.1 所示。

表 4.1 公式参数

Table4.1 Parameter of formula

a	b	c	d	e	f	g	h
15.63	606.6	264.6	72.72	3E4	882.5	1.2E6	3969

4.5.6 中国船级社规范 2013 版设计公式

中国船级社规范 2013 版借鉴了潘彬彬等人的研究成果, 采用了以下公式, 考虑材料非线性、几何非线性和制造偏差:

$$P_u = (1 - k) \left(\frac{R_m t}{R_i} + \frac{R_m}{R_{mid}} \right) \quad (4.7)$$

k 是加工偏差相关因子, 其表达式为:

$$\begin{cases} k = a_0 + a_1 x + a_2 y + a_3 x^2 + a_4 xy + a_5 y^2 + a_6 x^2 y + a_7 xy^2 + a_8 y^3 + a_9 x^2 y^2 + a_{10} xy^3 + a_{11} y^4 + a_{12} x^2 y^3 + a_{13} xy^4 + a_{14} y^5 \\ x = 34674 \times (\Delta / R_i - 0.005) \\ y = 577 \times (\Delta / R_i - 0.052) \end{cases} \quad (4.8)$$

系数 a_0 – a_{14} 如下表 4.2 所示。

表 4.2 公式参数

Table4.2 Parameter of formula

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
0.1359	0.04525	-0.04942	0.001285	-0.02327	0.02278	-0.0002337	0.01138
a_8	a_9	a_{10}	a_{11}	a_{12}	a_{13}	a_{14}	
-0.01032	-0.003564	-0.001883	0.003514	0.002121	-0.000643	-0.0006772	

P_u 表示球壳的极限强度; R_m 表示材料的极限强度; R_{mid} 表示球壳的中间半径; R_i 表示球壳的内径; t 表示球壳厚度; Δ 表示实际球面和理想球面之间的偏差。

4.6 屈曲分析

4.6.1 线性屈曲计算

本文为了降低建模难度、减少网格数量、提高计算效率，故在不影响计算结果的情况下只需要构建马氏体镍钢模型球的简化模型即可，模型二维图如下图 4.8 所示，模型尺寸参数如下表 4.3 所示。

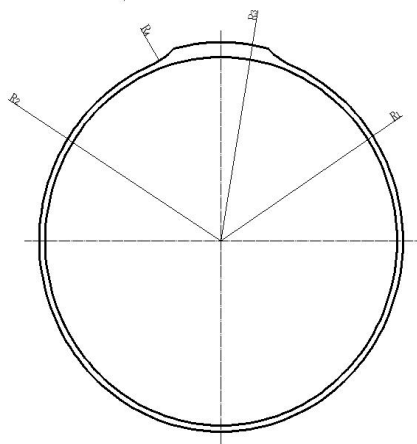


图 4.8 马氏体镍钢模型二维图

Fig.4.8 Maraging steel model

表 4.3 两种模型的尺寸参数

Table4.3 Size parameter of 2 models

球号	R1 (mm)	R2 (mm)	R3 (mm)	R4 (mm)	A (°)
1	413.8275	400	432	153	15.8
2	413.755	400	432	153	15.8

表 4.4 马氏体镍钢 C250 的机械性能参数

图下表 4.4 和下图 4.9 所示为马氏体镍钢的基本力学性能和应力应变曲线，而表 4.4 是根据本文计算屈服应力强度时所需要的参数值制定。

因为万米级潜水器球壳属于大厚度壳体，所以单元也使用八节点减缩积分实体单元 C3D8R，网格模型如下图 4.10 所示，网格类型为结构化网格，并且可以看出网格的形状基本是比较规则的，这样可以提高计算效率，模型的网格数量为 11592，节点数量为 17430。

在球壳外表面施加均布压力，量级设为 1，如下图 4.11. a 所示；根据中国船级社规范添加三点约束，即对赤道方向的两个节点在 y, z 方向进行约束即 $U_2=0$, $U_3=0$ ，对南半球极点进行 x, z 方向的约束即 $U_1=0$, $U_3=0$ ，其示意图如下图 4.11. b 所示。

Table4.4 Mechanical properties of C250

材料	σ_y (MPa)	E(MPa)	ν	A(%)	Z(%)
18Ni(250)	1697	180	0.3	8	64.1

表中， σ_y 表示屈服强度；E表示弹性模量； ν 表示泊松比；A表示延生率；Z表示面积收缩率。

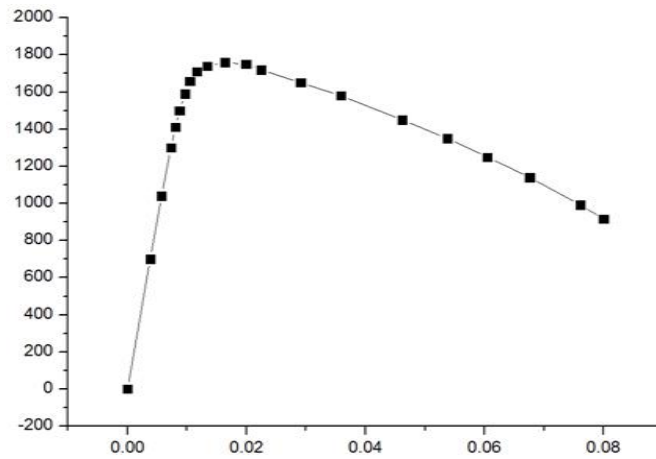


图 4.9 马氏体镍钢 C250 的应力应变曲线

Fig.4.9 Stress-strain curve of C250

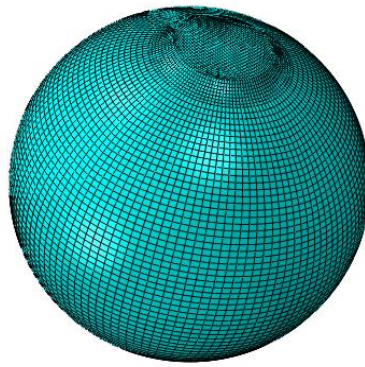


图 4.10 马氏体镍钢 C250 球壳模型网格

Fig.4.10 Mesh of maraging steel model

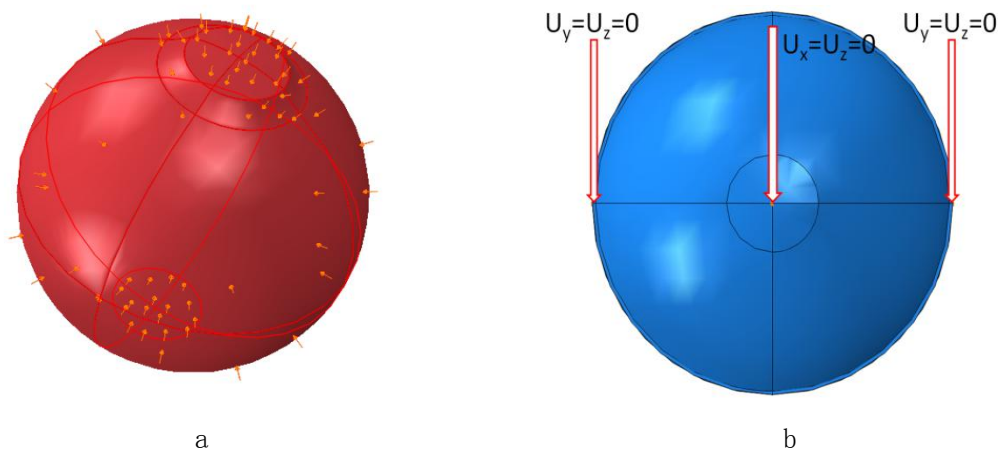


图 4.11 载荷和边界条件: a. 外压力载荷; b. 三点约束

Fig.4.11 Load and boundary condition:a.load;b.3 points constraint

在计算结构的极限强度，首先要计算结构的线性屈曲，计算其一阶模态作为计算

4.6.3 非线性屈曲计算

在计算出球壳的一阶屈曲模态后，引入一阶屈曲模态作为球壳的圆度差来计算球壳的极限强度。下一步只需将分析模块替代成静态 risk 分析模块，用弧长法计算球壳的极限强度，其余条件不用改变。同样在计算非线性屈曲时特别需要注意的一点，abaqus 在分析结构非线性屈曲时需要通过修改 inp 文件里或者 ABAQUS 操作功能模块中的 keywords 命令里的关键字来实现，通常在 step 之前插入两行关键字：

```
*imperfection,file=b,step=1
```

```
1,0.1
```

file 后面对应之前计算的一阶屈曲模态保存的文件名，1 和 0.1 分别代表阶数与缺陷系数，本文的初始缺陷为 0.1。

4.6.4 非线性屈曲计算结果

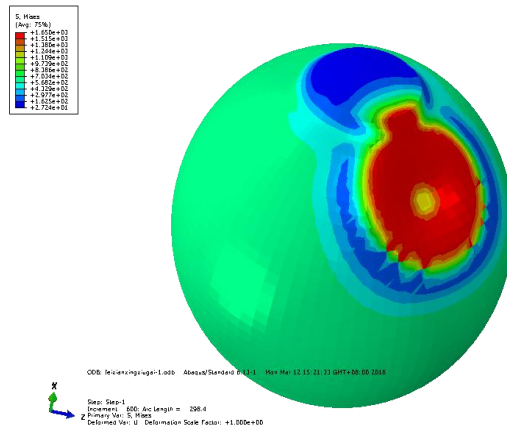


图 4.14 极限强度应力云图

Fig.4.14 Nonlinear buckling stress nephogram

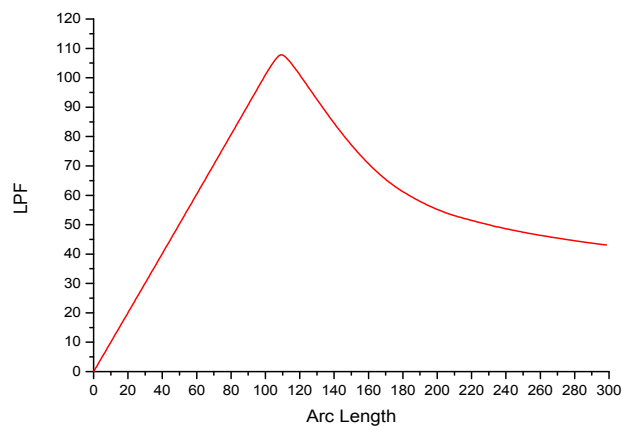


图 4.15 载荷-弧长曲线图

Fig.4.15 Load-arc length curve

马氏体镍钢模型球的极限强度的计算引入初始几何缺陷，并以一阶屈曲模态为初始缺陷作为整体不圆度偏差，计算得到的极限强度应力云图与载荷-弧长曲线图如上图 4.14 和 4.15 所示。

通过试验数据与数值计算数据对比，弧长法计算球壳的极限强度还是比较准确的。根据云图所示，球壳发生屈服的位置与试验吻合；根据曲线图所示，曲线最大处为球壳屈服点，根据弧长法理论，屈服强度为载荷比例因子与载荷量级的乘积得出球壳的极限强度为 109MPa，与实验以及理论值误差不大。

4.7 小结

本章主要讲述由于制造等原因造成的不圆度差使得以往在计算载人球壳的极限强度值与试验值对比误差较大，故考虑初始几何缺陷对载人球壳承载能力的影响。

运用 abaqus 计算载人球壳的极限强度，先计算球壳的线性屈曲，读取球壳的位移云图，将球壳的一阶屈曲模态等效成初始几何缺陷；再运用 risk 法计算球壳的非线性屈曲，通过读取载荷比例因子曲线图来获得球壳的屈服点；结果显示计算值与试验值误差不大，并且从应力云图中可以看出球壳出现屈服的位置，与试验基本相符。

本章计算的极限强度值与第三章计算球壳压溃值基本相近，并且球壳屈服的位置为球壳起先破坏的位置，进一步证明 abaqus 校核球壳强度的准确性。

第5章 裂纹缺陷对球壳的影响分析

工程上,大多数零件的断裂是由于零件的表面存在裂纹缺陷,并且承受疲劳载荷使得裂纹扩展从而影响零件的寿命。由于加工等原因,球壳在外表面可能有裂纹缺陷,加之第三章研究的体积缺陷在承受疲劳载荷时也会形成裂纹缺陷,有很多研究者从断裂力学角度研究裂纹扩展的路径、扩展量,提出了很多寿命与裂纹扩展率之间的关系模型,包括 Paris 模型以及后人改进的模型。

我们只能通过试验获取材料的基本疲劳性能,但具体的结构表面若存在一条或多条裂纹缺陷,要想知道裂纹的扩展路径通过试验难以实现,所以我们需要借助有限元软件模拟裂纹的扩展路径。

本文在 Paris 公式的基础上,基于裂纹闭合理论,提出一个新的裂纹扩展模型,并且通过专业软件 Franc 3D 模拟半椭圆表面裂纹在球壳承受海水压力和残余应力的共同作用下裂纹的扩展情况以及球壳的服役寿命,其技术路线如图 5.1 所示。

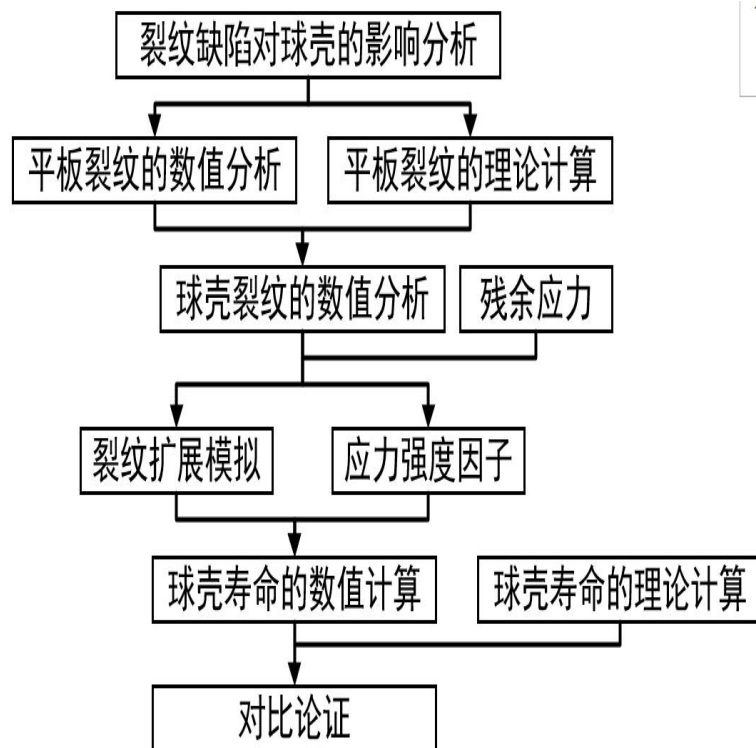


图 5.1 技术路线图

Fig.5.1 Technology roadmap

5.1 裂纹扩展理论

5.1.1 Paris 公式

1963 年, 基于断裂力学的理论基础之上, 美国人 Paris 认为裂纹的扩展规律与裂纹尖端处的应力场强度有关, 应力场强度可以用应力强度因子表示, 于是提出了著名的裂纹扩展规律关系式用以估算受疲劳载荷时裂纹的扩展寿命, 这就是著名的 Paris 公式^[78]:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (5.1)$$

式中, C 和 m 为材料常数, $\frac{da}{dN}$ 为裂纹扩展速率, ΔK 为应力强度因子。

通常将 Paris 公式两边取对数, 描绘出裂纹扩展速率与应力强度因子之间的关系, 如下图 5.2 所示。

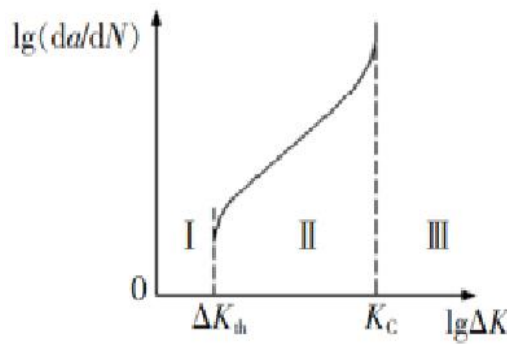


图 5.2 Paris 公式双对数曲线

Fig.5.2 Paris curve

根据 Paris 公式双对数坐标系下的疲劳特性曲线图显示, 结构的疲劳断裂通常分为三个区域, 即当 $0 \leq \Delta K \leq \Delta K_{th}$ 时, 处于裂纹萌生阶段; 当 $\Delta K_{th} \leq \Delta K \leq K_c$ 时, 处于裂纹扩展阶段; 当 $\Delta K \geq K_c$ 时, 处于裂纹失稳扩展阶段; 一般断裂力学只考虑裂纹扩展阶段, 当满足 $\Delta K \geq K_c$, 我们认为结构已经达到服役次数。

5.1.2 Waker 公式

由于 Paris 公式中的影响参数很少, Walker 在 Paris 公式的基础之上考虑应力比对裂纹扩展率的影响提出了 Waker 公式^[79]:

$$\frac{da}{dN} = C \left[\frac{\Delta K}{(1-R)^n} \right]^m \quad (5.2)$$

式中, R 为应力比, C 和 m 、 n 为材料常数, $\frac{da}{dN}$ 为裂纹扩展速率, ΔK 为应力强度因子。

5.1.3 Forman 公式

Forman 认为 Paris 公式可以对计算长裂纹的稳定扩展, 但是不能揭示裂纹扩展后期趋于断裂韧度的现象的分析结果偏危险^[80], 因此不仅在 Walker 公式的基础上考虑了应力比对裂纹扩展率的影响, 也考虑断裂韧性影响其裂纹扩展规律, 于是提出 Forman 公式^[81]:

$$\frac{da}{dN} = \frac{C(\Delta K)^m}{(1-R)K_c - \Delta K} \quad (5.3)$$

其中, K_c 为断裂韧度; R 为应力比; C 和 m 为材料常数; $\frac{da}{dN}$ 为裂纹扩展速率; ΔK 为应力强度因子。

5.2 裂纹闭合效应

Elber 在进行裂纹扩展试验时发现了裂纹闭合现象, 当施加的应力大于某一应力时, 裂纹才能完全张开; 当卸载时, 应力小于某一应力水平时, 裂纹开始闭合, 并且通过实验证明得到张开应力与闭合应力大小基本相同。

从破损-安全的设计概念提出至今, 钛合金裂纹扩展引起的疲劳破坏问题和合理的寿命评估方法越来越受到航空航天工业及海洋工程等前沿领域的重视。基于断裂力学的评估方法也正逐渐替代基于应力-寿命曲线的累积损伤方法。本人所在的课题组在金属材料裂纹扩展模型上进行了不断的探索, 提出了一个较为完善的金属结构疲劳寿命预报统一方法理论体系^[82], 在国际上处于领先水平。该模型是在国际疲劳断裂著名专家 McEvily 等人 2001 年提出的单参数模型基础上逐渐发展而来, 后来, 课题组进行了不断的探索, 预报模型进一步完善。

该统一模型是基于裂纹闭合理论的。1971 年, Elber 在平面应力试件拉-拉疲劳裂纹扩展试验中首先观察到裂纹闭合现象。根据试验结果指出, 疲劳裂纹扩展速率的控制因素或许不是应力强度因子幅值的名义值, 而是它的有效值。之后 20 多年里, 裂纹闭合理论受到广大学者的推崇, 成为了研究热点。但从 90 年代开始, 人们对裂纹闭合理论的重要性产生了质疑, 有些学者提出了局部裂纹闭合的概念, 来克服裂纹闭合理论遇到的困难, 另一些学者则发现不用裂纹闭合的概念能够更好解释过去必须依赖裂纹闭合理论才能解释的裂纹异常现象。目前, 学术界对裂纹闭合理论的观点仍没有达成一致。有些学者认为 Elber 所指出的由裂纹顶端塑性形变造成的裂纹面之间的提前

接触只是众多解释疲劳裂纹闭合机制中的一种，他们根据自己研究的新成果和已发表资料所作的调查，对各种裂纹闭合的基本特征和本质进行了归纳分类。迄今，裂纹闭合理论的研究仍在不断开展，尽管裂纹闭合效应在机理上仍存在争议，但其在解释很多问题仍然具有不可取代的优势。

裂纹闭合效应理论预报模型是本课题组提出的统一模型驱动力表达式中的一部分，通常表达为裂纹尖端应力强度因子的函数。引起裂纹闭合的因素很多，塑性和表面粗糙度引起的裂纹闭合行为最为普遍，然而该两种因素造成的裂纹闭合水平随着应力强度因子的变化趋势以及对厚度的敏感性有显著的差异。从宏观上看，与材料的弹性模量、屈服应力相关联，从微观结构上看，与晶粒粗细有关。由塑性引起的裂纹闭合效应（PIFCC）是一种由塑性引起的与试件表面有关的平面应力型裂纹闭合类型，在厚度方向上变化很大^[83]；而由表面粗糙度引起的裂纹闭合效应（RIFCC）是一种平面应变型的裂纹闭合类型，在厚度方向上变化不大^[84]。同时很多文献均指出，这两种裂纹闭合行为随着应力（或应力强度因子）的变化趋势不同。一些文献，例如，Minakawa 在他的文献[85]中进一步指出某些高强度钢和钛合金的裂纹闭合行为只表现为 RIFCC。

国内外很多学者对高强度钛合金的裂纹闭合行为进行了研究^[86-95]，但目前为止，国产高强度钛合金 TC4 ELI 厚板的裂纹闭合形式和机理还没有搞清楚。哪种裂纹闭合形式起主导作用是模型预报精度的决定性因素之一。而究竟哪种裂纹闭合的原因起主导作用还没有定论。2012 年，McEvily 教授在与申请人所在课题组进行的讨论中，对裂纹闭合类型的影响进行了进一步阐述，强调现在普遍使用的 Newman 的裂纹闭合模型 (Newman, 1984) 是一种基于 PIFCC 的模型，一般只适用于某些铝合金，而不适用于 Ti-6Al-4V 等钛合金。针对塑性引起的闭合模型，是否适用于国产钛合金 TC4 ELI 厚板，是否能合理地用到国产 TC4 ELI 结构寿命预报还需要进一步检验。本项目中首先对疲劳寿命预报统一方法理论体系中的裂纹闭合模型对国产 TC4 ELI 的适用性进行了研究。

5.3 平板裂纹数值分析

为了验证 Franc 3D 的有效性，我们比较 Newman-Raju 等在 1979 年提出的受拉力载荷作用下平板表面应力强度因子的经验公式^[96]，如下公式 5.4 所示，计算出半椭圆裂纹的表面应力强度因子理论值与运用 Franc 3D 计算出的平板半椭圆裂纹的表面应力强度因子数值。

$$K_I = (\sigma_t + H\sigma_b) \frac{\sqrt{\pi a}}{\phi} F\left(\frac{a}{c}, \frac{a}{t}, \frac{2c}{\omega}, \phi\right) \quad (5.4)$$

式中,

$$\phi = \left[1 + 1.464 \left(\frac{a}{c} \right)^{1.65} \right]^{1/2} \quad (5.5)$$

$$F\left(\frac{a}{c}, \frac{a}{t}, \frac{2c}{\omega}, \varphi\right) = \left[M_1 + M_2 \left(\frac{a}{t} \right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{t} \right)^4 \right] f_{\varphi} g f_{\omega} \quad (5.6)$$

$$M_1 = 1.13 - 0.09(a/c) \quad (5.7)$$

$$M_2 = -0.54 + 0.89/(0.2 + a/c) \quad (5.8)$$

$$M_3 = 0.5 - 1/(0.65 + a/c) + 14(1 - a/c)^{24} \quad (5.9)$$

$$f_{\varphi} = \left[\sin^2 \varphi + (a/c)^2 \cos^2 \varphi \right]^{1/4} \quad (5.10)$$

$$g = 1 + \left[0.1 + 0.35(a/t)^2 \right] (1 - \sin \varphi)^2 \quad (5.11)$$

$$f_w = \left[\sec \left(\frac{\pi}{2} \frac{2c}{W} \sqrt{\frac{a}{t}} \right) \right]^{1/2} \quad (5.12)$$

$$H = H_1 + (H_2 - H_1) \sin^p \varphi \quad (5.13)$$

$$H_1 = 1 - 0.34(a/t) - 0.11(a/c)(a/t) \quad (5.14)$$

$$H_2 = 1 + G_1(a/t) + G_2(a/t)^2 \quad (5.15)$$

$$G_1 = -1.22 - 0.12(a/c) \quad (5.16)$$

$$G_2 = 0.55 - 1.05(a/c)^{0.75} + 0.47(a/c)^{1.5} \quad (5.17)$$

$$p = 0.2 + a/c + 0.6(a/t) \quad (5.18)$$

其中, K_I 为 I 型裂纹应力强度因子; σ_t 为拉应力; σ_b 为弯曲应力; a 为裂纹深度; c 为裂纹半长; t 为板厚; w 为板宽。

虽然公式 5.4 只能计算平板裂纹的应力强度因子, 但是根据以往计算经验证明此公式的计算精度比较高, 可以用来验证数值计算的准确性。故我们为了验证 Franc 3D 计算应力强度因子的正确性, 首先使用 Franc 3D 计算平板半椭圆裂纹的应力强度因子。

由于专业分析软件 Franc 3D 与通用有限元分析软件 abaqus、ansys、nastran 都有交互接口模块, 所以我们对于模型的前处理只需在通用软件里处理即可。本文使用软件 abaqus 构建一个三维平板如下图 5.3 所示, 平板长为 800mm, 平板宽为 400mm, 平板厚度为 20mm。划分平板的单元类型为实体单元, 并且对平板的一端施加全约束,

在另一端施加 100MPa 的拉力。

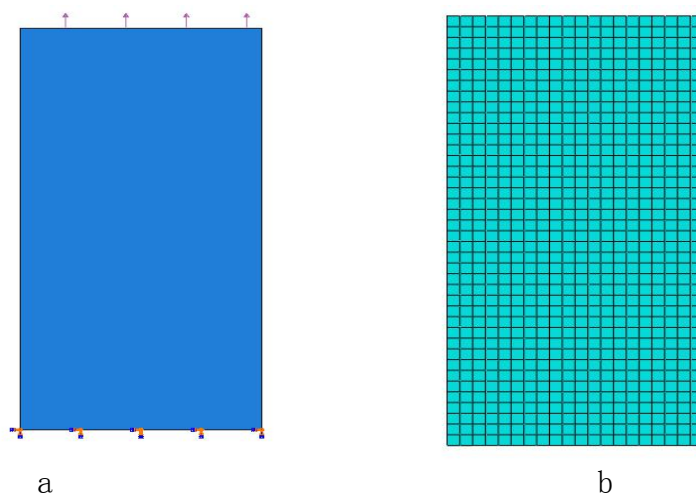


图 5.3 不含裂纹的平板模型图：a. 平板载荷图；b. 平板网格图

Fig.5.3 Plate model without crack: a.load;b.mesh

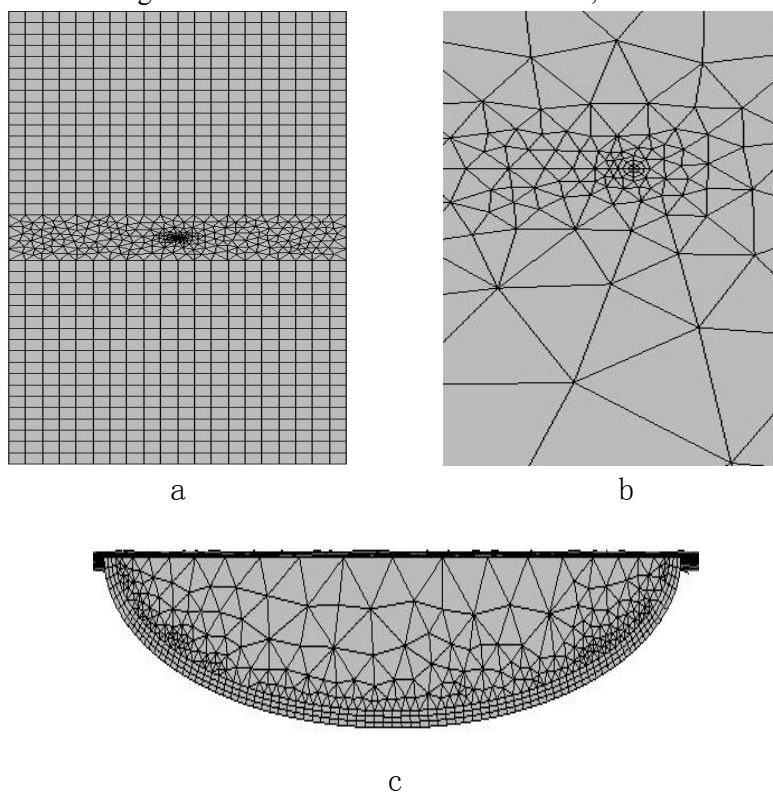


图 5.4 含裂纹的平板模型图：a. 含裂纹的平板网格图 b. 裂纹尖端单元环；c. 裂纹网格图

Fig.5.4 Plate model with a crack:a.mesh of defective crack;b.mesh of crack tip;c.mesh of crack

半椭圆裂纹参数深度 a 分别取 0.3, 0.5, 1, 2, 4mm, 半椭圆裂纹深度半长比分别取 $r=a/c=0.4, 0.6$; 如上图 5.4 所示为引入半椭圆裂纹的平板网格图, 由于疲劳裂纹在数值模拟并计算应力强度因子时主要关注的是裂纹尖端部分, 故在裂纹的尖端处的网格均为规则的六面体, 可以有效的提高裂纹尖端处的计算精度。在专业分析软件 Franc 3D 里将半椭圆裂纹插入到平板的中间, Franc 3D 会重新生成自适应网格, 如下

图 5.4-a 所示为引入裂纹后的平板网格并且由于裂纹尖端的奇异性而划分出的单元环网格。表 5.1 和 5.2 给出 r 为 0.4、0.6，深度 a 不同取值的计算结果，计算出理论计算值与数值计算值的相对误差。

表 5.1 理论计算和数值计算结果对比表

Table5.1 Comparison of theoretical and numerical results						
a/c=0.4		理论计算		数值计算		相对误差
裂纹深度 a (mm)	最深点 KI-a	表面点 KI-c	最深点 KI-a	表面点 KI-c	最深点 (%)	表面点 (%)
0.3	92.36	64.26	90.44	64.35	2.1	0.1
0.5	119.3	82.9	116.13	82.47	2.7	0.5
1	168.96	117.64	162.21	116.64	3.9	0.8
2	240.48	167.84	234.30	166.84	2.6	0.6
4	348.70	245.68	337.44	240.94	3.2	1.9
6	444.10	317.81	431.13	311.04	2.9	2.1

表 5.2 理论计算和数值计算结果对比表

Table5.2 Comparison of theoretical and numerical results						
a/c=0.6		理论计算		数值计算		相对误差
裂纹深度 a (mm)	最深点 KI-a	表面点 KI-c	最深点 KI-a	表面点 KI-c	最深点 (%)	表面点 (%)
0.3	81.82	69.72	80.11	68.33	2.1	2.0
0.5	105.66	90.04	103.19	88.45	2.3	1.8
1	149.57	127.4	146.31	124.75	2.2	2.1
2	212.36	181.52	207.26	177.14	2.4	2.4
4	305.01	263.19	297.29	254.57	2.5	3.3
6	382.75	335.47	373.46	322.81	2.4	3.8

裂纹尖端的端点位置是裂纹尖端中最关键的点，裂纹是否扩展以及扩展量都要取决于断点位置的裂纹强度因子值，故我们只需要比较半椭圆裂纹最深处的点和表面的两端点的裂纹强度因子值即可。

5.4 球壳裂纹数值分析

5.4.1 裂纹扩展率模型

一个完善的裂纹扩展率模型是基于 FCP 理论进行结构疲劳寿命预报的基础。自从 Paris 模型提出以来，学术界在完善裂纹扩展率模型上取得了很大进步。其中，由 McEvily 等人提出的裂纹扩展率模型是比较优秀的表达形式之一，该模型能够解释较多的试验现象，但仍存在明显的缺陷。最近，本课题组进一步对该模型进行了改进使其能够合理地解释更多的试验现象，该模型表达形式为：

$$\begin{cases}
da/dN = \frac{A[\Delta K_{eff} - \Delta K_{effth}]^m}{1 - (K_{max}/K_{cf})^n} \\
K_{max} = \sqrt{\pi r_e \left(\sec \frac{\pi}{2} \frac{\sigma_{max}}{\sigma_v} \right)} \left(1 + Y(a) \sqrt{\frac{a}{2r_e}} \right) \sigma_{max} \\
K_{min} = \sqrt{\pi r_e \left(\sec \frac{\pi}{2} \frac{\sigma_{min}}{\sigma_v} + 1 \right)} \left(1 + Y(a) \sqrt{\frac{a}{2r_e}} \right) \sigma_{min} \\
\Delta K = K_{max} - K_{min} \\
\frac{\sigma_v}{\sigma_v} = \frac{\pi}{2} \bullet \frac{1}{\cos^{-1} \left(\frac{1}{\alpha^2 - 1} \right)}, \alpha = \frac{K_c}{\sigma_v \sqrt{\pi r_e \left(1 + \frac{Y(r_e)}{\sqrt{2}} \right)}} > \sqrt{2}
\end{cases} \quad (5.19)$$

其中, $K_{cf} = K_{IC}$ 。

$$\Delta K_{eff} = \begin{cases} K_{max} \bullet (1 - f_{op}) \cdots R < 0.7 \\ K_{max} - K_{min} \cdots \cdots R \geq 0.7 \end{cases} \quad (5.20)$$

$$\begin{cases}
f_{op} = \begin{cases} \max \{R, A_0 + A_1 R + A_2 R^2 + A_3 R^3\} \cdots 0 \leq R < 1 \\ A_0 + A_1 R \cdots \cdots -2 \leq R < 0 \end{cases} \\
A_0 = (0.825 - 0.34\alpha + 0.05\alpha^2) \\
A_1 = (0.415 - 0.071\alpha) \bullet \sigma_{max} / \sigma_{fl} \\
A_2 = 1 - A_0 - A_1 - A_3 \\
A_3 = 2A_0 + A_1 - 1 \\
\sigma_{fl} = (\sigma_Y + \sigma_v) \\
\alpha' = \frac{1}{1 - 2\nu} + \left[\frac{1 - \frac{1}{1 - 2\nu}}{1 + 0.8861 \bullet \left(t / (K_{max/\sigma_Y})^2 \right)^{3.2251}} \right]^{0.75952}
\end{cases} \quad (5.21)$$

$$\begin{cases}
\frac{\sigma_v}{\sigma_v} = \frac{\pi}{2} \bullet \frac{1}{\cos^{-1} \left(\frac{1}{\alpha^2 - 1} \right)} \\
\alpha = \frac{K_c}{\sigma_v \sqrt{\pi r_e \left(1 + \frac{Y(r_e)}{\sqrt{2}} \right)}} \geq \sqrt{2}
\end{cases} \quad (5.22)$$

参数说明见表 5.3。

表 5.3 裂纹扩展率模型参数表

Table 5.3 Parameter of crack growth model

K_{Cf}	材料的疲劳断裂韧性, $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
K_{Ic}	材料的平面应变断裂韧性, $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
$K_{\max}$	最大应力强度因子, $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
$K_{\min}$	最小应力强度因子, $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
K_{op}	裂纹张开水平下的应力强度因子, $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
ΔK	应力强度因子幅, 表达为 $K_{\max} - K_{\min}$, $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
ΔK_{effth}	有效应力强度因子幅的门槛值, $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
σ_u	材料的极限强度, MPa
E	材料的弹性模量, MPa
σ_Y	材料的屈服极限, MPa
σ_{fl}	材料的流变应力, 通常定义为极限拉伸应力与屈服应力的平均值, MPa
σ_v	材料“无缺陷” ($r_e=0$) 状态下的“虚拟”应力, MPa
$\sigma_{\max}$	最大应力水平, MPa
$\sigma_{\min}$	最小应力水平, MPa
ν	泊松比
R	应力比, 定义为 $\sigma_{\min} / \sigma_{\max}$
r_e	材料内部缺陷长度, $1 \mu\text{m}$ 量级
f_{op}	裂纹张开水平函数, 定义为 $K_{op} / \Delta K$
da/dN	疲劳裂纹扩展率, m/cycle
A	影响裂纹扩展率的材料及环境敏感系数, $(\text{MPa})^{-2}$
m	裂纹稳定扩展阶段斜率常数
n	裂纹不稳定扩展程度表征指数
a	修正的裂纹长度 (实际裂纹长度与内部缺陷长度之和), m
w	平板宽度
$Y(a)$	应力强度因子系数
α'	平面应力/应变约束因子
α	虚拟应力方程参数
A_0, A_1, A_2, A_3	f_{op} 方程系数

本模型在裂纹扩展驱动力中采用了应力强度因子幅的有效值, 这个有效值可以通

过应力强度因子幅来得到，如图 5.5 所示。

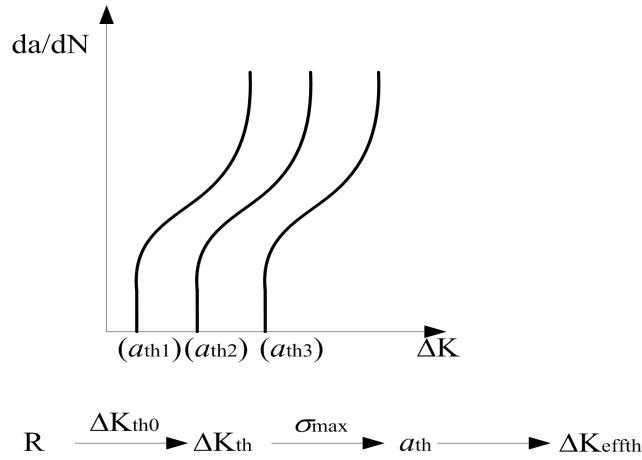


图 5.5 ΔK_{effth} 的求解方法

Fig.5.5 Soution of ΔK_{effth}

黄小平^[97]等通过对大量的实验数据进行分析，提出了一个任意载荷比下的引力强度因子幅门槛值与载荷比为 0 时的门槛值之间关系的经验公式：

$$\Delta K_{th} / \Delta K_{th0} = \begin{cases} (1-R)^{\beta_1} \dots\dots\dots -5 \leq R \leq 0 \\ (1-R)^{\beta} \dots\dots\dots 0 \leq R \leq 0.5 \\ (1.05 - 1.4R + 0.6R^2)^{\beta} \dots\dots\dots 0.5 \leq R \leq 1 \end{cases} \quad (5.23)$$

钛合金材料的 $\beta \approx 0.3 - 0.5$ 。

通过试验得到了 $\Delta K_{th0.1}(\text{linear})$ 的值，将其代入公式 5.24，即可得到 $\Delta K_{th0}(\text{linear})$ 的值，进而求出任意应力比下的应力强度因子幅值门槛值 $\Delta K_{th}(\text{linear})$ 。解方程可以得到对应的 a_{th} ，将其代入下列方程即可得到 ΔK_{effth} 。

$$\Delta K_{\text{effth}}(R) = \begin{cases} K_{\max}(a_{th}) \cdot [1 - f_{op}(a_{th})] \dots R \leq 0.7 \\ \Delta K_{th}(R) \dots\dots\dots R \geq 0.7 \end{cases} \quad (5.24)$$

当其它参数通过试验或工程估算方法确定后，参数 A 和 m 可以通过对某特定应力比下的裂纹扩展数据进行线性拟合得到，具体方法如下所述：

将公式 5.25 做如下变形：

$$\frac{da}{dN} \cdot \left[1 - \left(\frac{K_{\max}}{K_C} \right)^n \right] = A \cdot M^m \quad (5.25)$$

对方程两边取对数，得到：

$$\log \left[\frac{da}{dN} \cdot \left(1 - \left(\frac{K_{\max}}{K_c} \right)^n \right) \right] = \log(A) + m \cdot \log M \quad (5.26)$$

分别将 $\log \left[\frac{da}{dN} \cdot \left(1 - \left(\frac{K_{\max}}{K_c} \right)^n \right) \right]$ 与 $\log M$ 作为 x 、 y 坐标画曲线，再对曲线进行线性

拟合，得到方程 $y=ax+b$ ，则 $m=a$ ， $A=10^b$ 。这样所有的模型参数都已经确定，因而，可以预报任意应力比下的裂纹扩展速率曲线。

5.4.2 外载荷加载方式

载人潜水器在海里潜水过程中会受海水压力的作用，相当于潜水器耐压球壳会承受交变载荷作用，由于水下环境复杂以及潜水器在潜水过程中会遇到各种各样的状况致使潜水器不会一直处于下潜或上浮状态，我们近似地认为耐压球壳在潜水过程中承受 0-70MPa 的交变载荷。

在 abaqus 中给耐压球壳施加 70MPa 的海水外压力，再将已经施加海水外压的文件输入到 Franc 3D 中，在 Franc 3D 中设置载荷为疲劳载荷并将应力比 R 设置为 0，设置载荷时间为永久，这样就能得到连续循环的交变载荷，如下图 5.6 所示。

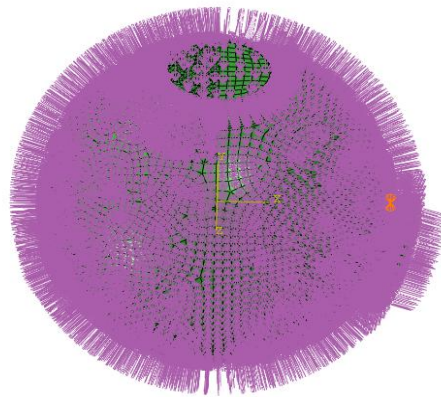


图 5.6 施加海水外压

Fig.5.6 Pressure

5.4.3 残余应力加载方式

耐压壳是由多个瓜瓣焊接而成的结构，故耐压球壳在承受海水水压时也同时存在着焊接残余应力，残余应力对于耐压球壳的疲劳裂纹扩展起着至关重要的作用，是预估疲劳寿命的重要影响参数。候维廉、李良碧在他们的文献[98-99]中提出残余应力在裂纹的表面取最大值为 $0.3\sigma_s$ 。

残余应力的分布还是比较复杂的，在裂纹外表面的残余应力达到最大拉应力并且

沿着厚度方向减小，当在四分之一厚时，残余应力开始呈现为压应力，并且沿着厚度方向增加，当在二分之一厚时，残余应力达到最大压应力，并且沿着厚度方向减小，当在四分之三厚时，残余应力为 0 并且又开始呈现拉应力状态，沿着厚度方向增大。对于深海潜水器耐压球壳的设计是非常严谨的，当裂纹扩展至十分之一厚度时，我们认为已经达到潜水器耐压球壳的使用寿命，便不再进一步计算，这样一来，残余应力的分布就相对比较简单了，残余应力沿着厚度方向的分布表达式为：

$$\begin{cases} \sigma_r(x) = \sigma_r(1 - 4x/t) \\ \sigma_r(x) = \sigma_r(4x/t - 3) \end{cases} \quad (5.27)$$

5.4.4 Franc 3D 施加残余应力

在软件 abaqus 里打开引入裂纹的文件，在 Franc 3D 引入裂纹的时候已经将球壳模型与裂纹模型的网格及节点区分并定义成集合，根据树模型给出的节点及网格集合找出裂纹的位置，选取裂纹面给裂纹的两个面定义集合；由于沿着裂纹的厚度方向并不是全局坐标系里直接的 x、y、z 方向，故我们需要再沿着厚度方向定义一个局部坐标系以便于定义沿厚度方向的线性载荷函数，选取两个面集合并施加已经定义好的载荷函数，残余应力载荷分布如下图 5.7 所示。

5.4.5 球壳裂纹的结果分析

Franc 3D 在模拟裂纹扩展的时候要分几步，而每一步都需要对裂纹尖端的应力强度因子进行提交计算，如下表 5.4 所示为每一分析步裂纹尖端应力强度因子值。并且图 5.13 给出半椭圆裂纹在每一步计算时裂纹扩展的路径。

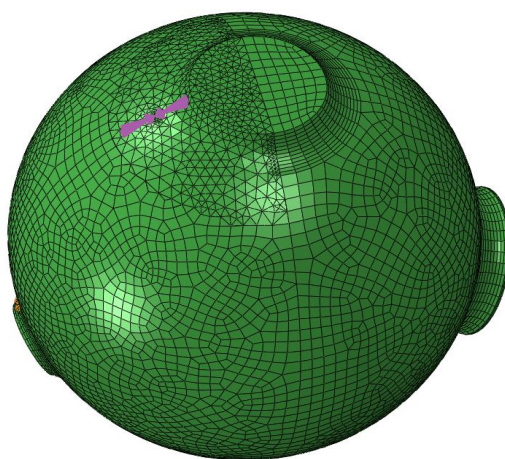


图 5.7 施加残余应力

Fig.5.7 Residual stresses

表 5.4 裂纹尖端应力强度因子

Table 5.4 Stress intensity factor at crack tip

分析步	最深点 KI-a	表面点 KI-c
Step1	305	228
Step2	320	220
Step3	340	246
Step4	390	304
Step5	400	360
Step6	440	380
Step7	475	445
Step8	492	455
Step9	540	464

通过 Franc 3D 数值计算，我们可以知道半椭圆裂纹的扩展路径，并且根据自定义每一步裂纹扩展的距离可以得到每一步裂纹尖端的应力强度因子，由于裂纹在长度方向上较宽，加之裂纹的两端的奇异性，故不考虑裂纹两端的应力强度因子；若将可允许的裂纹扩展量定义为球壳厚度的 1/10，即扩展至 1.35mm 时，停止扩展，下一步就是求出球壳在承受循环载荷和残余应力共同作用下的循环次数。

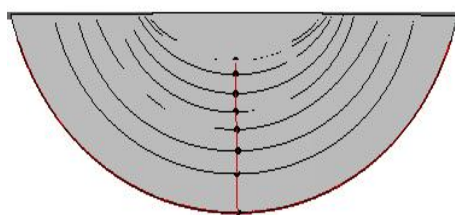


图 5.8 裂纹扩展路径

Fig.5.8 Crack growth path

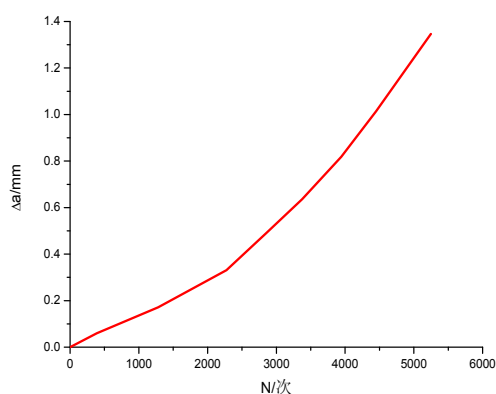


图 5.9 裂纹扩展寿命曲线图

Fig.5.9 Life curve of crack growth

根据上图 5.8 的裂纹扩展路径和上表 5.4 的计算结果可以知道，半椭圆裂纹在承

受海水交变载荷和残余应力共同作用下时裂纹最深点的应力强度因子值最大，因此扩展量也比表面端点长，并且裂纹尖端应力强度因子随着裂纹扩展的距离增大而增加，裂纹强度因子在裂纹最深点取最大值，并且根据上图 5.9 结果显示，在本章使用的残余应力假定和裂纹扩展寿命准则条件下，该球壳在循环载荷下的寿命为 5253 次。

5.5 小结

本章主要讲述由于加工制造产生的裂纹缺陷或者由于体积缺陷萌生成表面裂纹缺陷的耐压球壳在服役时承受海水交变载荷以及复杂焊接残余应力时，裂纹发生扩展直至球壳断裂。

为了保障科研人员和驾驶员的生命，需要对裂纹扩展进行分析研究。本文通过运用专业软件 Franc 3D 模拟平板半椭圆表面裂纹扩展，观察半椭圆裂纹的扩展路径，并且通过数值计算结果与 Newman-Raju 公式算出的理论值做对比，验证 Franc 3D 的准确性；结果显示在总共计算 12 组数据的情况下，误差最大为 3.8%，可以证明 Franc 3D 的有效性。

结合通用软件 abaqus 建模，模拟球壳半椭圆裂纹扩展，引入复杂焊接残余应力以及模拟海水交变外载荷，观察裂纹的扩展路径；由于球壳半椭圆较为复杂，裂纹两端的应力强度因子稍有偏差，故只考虑裂纹最深点的应力强度因子，计算出球壳的服役寿命；结果显示，裂纹每次扩展，其裂纹尖端的强度因子增大，当裂纹扩展至深度为球壳 1/10 时，计算其疲劳寿命为 5253 次。

总结与展望

1、总结

本文以大深度载人潜水器载人舱的试验模型球作为载人舱的简化分析模型，开展了材料和结构中的缺陷对大深度载人舱耐压球壳的影响研究。研究中涉及了高强度钛合金和马氏体镍钢两类材料，提出了球壳材料和结构中的“广义缺陷”的概念，包括材料内部体积缺陷、球壳几何缺陷、焊接残余应力、裂纹缺陷。研究成果将为大深度载人舱的安全评估提供基础。

本文的主要研究内容包括：

(1) 对当前载人潜水器和载人舱静强度准则和疲劳寿命研究的发展状况进行了概述。结合材料、结构、载荷和环境是影响载人舱性能的四大要素，提出了对影响球壳性能的因素进行深入研究的重要意义。

(2) 对“蛟龙号”和“深海勇士号”的载人球壳所使用的材料——800MPa 级的高强度钛合金和万米级载人潜水器“彩虹鱼号”载人舱使用的材料——1700MPa 的马氏体镍钢材料的主要性能进行了介绍，尤其通过试验研究了 1700MPa 的马氏体镍钢材料的力学性能，对材料的疲劳性能和裂纹扩展性能的实验结果进行了分析。对两种类型的载人舱结构——焊接性球壳和法兰连接型球壳进行了分析评述，同时对本论文研究所涉及的广义缺陷类型进行了介绍，包括材料内部体积型缺陷、焊接部位的裂纹缺陷、焊接造成的残余应力、壳体加工制造导致的几何缺陷，分析结果为研究缺陷对球壳结构强度的影响提供了基础。

(3) 借助有限元分析软件，以高强度钛合金材料的拉伸试样为例，对材料内部体积缺陷的影响进行了分析。体积缺陷是比较常见的加工、焊接等过程中形成的内部缺陷，这些客观存在的缺陷易于超出检测仪的测定范围或者漏检，本文考虑了试棒的缺陷数量、大小以及排列方式等参数的不同，探究了体积缺陷的存在对材料延伸率和强度的影响规律。结果显示，内部缺陷会明显地影响材料的延伸率，甚至影响材料的强度，缺陷的大面积存在导致的材料性能的监督将影响整个球壳的性能，在球壳的安全性评估中不能忽视这些缺陷的影响。

(4) 本文强调了万米级潜水器耐压球壳初始几何缺陷的几何形式以及引入初始几何缺陷的重要性；基于马氏体镍钢载人舱的试验模型球的具体试验过程、包括加载形式、破坏形态等，介绍了耐压球壳初始几何缺陷的测量方式，通过软件 ABAQUS 对球壳初始几何缺陷的等效方法进行了分析；给出了耐压球壳极限强度的数值模拟分析流程，根据近几年对载人舱的极限强度设计理论，验证了考虑由制造偏差等引起的

几何缺陷对载人舱极限强度影响的重要性。

(5) 基于材料裂纹扩展率试验数据, 运用软件 abaqus 和专业裂纹扩展计算软件 Franc 3D 对耐压球壳进行裂纹扩展了模拟, 计算了带半椭圆裂纹的载人舱结构在承受海水疲劳载荷与焊接残余应力共同作用下的应力强度因子, 读取裂纹扩展率曲线, 对球壳的疲劳寿命进行了预报, 结果显示, 裂纹扩展将会给载人球壳的安全性使用带来威胁, 因此载人舱设计过程中, 在满足极限强度的同时应考虑对疲劳强度进行合理地校核, 充分考虑疲劳载荷、初始裂纹及残余应力的影响。

2、主要创新点

(1) 提出了球壳材料和结构中的“广义缺陷”的概念, 包括材料内部体积缺陷、球壳几何缺陷、焊接残余应力、裂纹缺陷, 在球壳的安全性评估中应综合考虑“广义缺陷”的影响;

(2) 研究了材料内部体积型缺陷对材料性能的影响并进行了参数化分析, 获得了材料力学性能尤其是延伸率随着体积缺陷数量和大小的衰减规律以及球壳性能随着延伸率的衰减规律;

(3) 对马氏体镍钢载人舱模型球的试验结果进行了分析, 验证了球壳强度计算中引入初始几何缺陷的重要性;

(4) 将 FRANC3D 应用到球壳裂纹扩展性能的计算中, 并在计算中合理考虑了残余应力的影响, 建立了球壳裂纹扩展性能分析的流程。

2、展望

本文提出了“广义缺陷”的概念, 并对四种类型的缺陷对球壳性能的影响进行了初步的理论和试验研究, 研究过程中, 尽管文中分析涉及了钛合金和马氏体镍钢两类材料, 以及焊接型和法兰连接型两种类型的球壳, 但受到加工条件、试验时间和试验条件等因素的限制, 尚不能针对这两类材料和两种球壳结构的所有方面进行研究, 后续还有很多内容需要进行更加深入的研究:

(1) 本文仅分析了球状体积缺陷的大小和数量对材料性能的影响。体积型缺陷的形状、位置、数量和分布规律需要借助更加准确的探测手段和更加精确的数值模拟方法, 结合更加合理的试验验证进行分析;

(2) 载荷历程是影响疲劳寿命计算准确性的重要因素之一, 载人舱在使用过程中将承受变幅疲劳和蠕变载荷的共同作用, 本文仅对疲劳载荷进行了分析, 尚未纳入蠕变的影响, 在后续研究中, 应完善基于载人舱使用环境和服役条件的蠕变疲劳裂纹扩展率模型, 并将其应用于载人舱疲劳寿命的计算中;

由于本文作者写作时间和能力有限, 文中难免有很多不妥之处, 恳请各位老师及专家给予批评指。

参考文献

- [1] 弗朗克·布什毕编著. 载人潜水器[M].北京:海洋出版社, 1982:4.
- [2] 沈赫. "深海勇士"号载人潜水器正式交付[J].中国设备工程,2017(24).
- [3] D. Walsh. Alvin and Trieste: Two Old Men of the (Deep) Sea[J]. U.S.Naval Institute Proceedings, 2012.
- [4] 顾继红,廖又明,胡震. (美)伍兹·霍尔海洋研究中心载人深潜器计划探究暨(美)新概念 ALVIN 号载人深潜器关键技术浅析[J]. 船舶, 2008, 19(2):8-12.
- [5] J. P. LÉVÊQUE, J. F. DROGOU. Operational overview of nautille deep submergence vehicle since 2001[C]//Proceedings of Underwater Intervention Conference, 2006. New Orleans, LA: Marine Technology Society, 2006.
- [6] A. Sagalevitch. From the Bathyscaph Trieste to the Submersibles Mir[J]. Marine Technology Society Journal, 2009, 43(5):79-86.
- [7] S. Takagawa, N. Nanba, H. Morihana, et al. On Maneuverability Performance of Deep Submergence Research Vehicle SHINKAI 6500[J]. Journal of the Kansai Society of Naval Architects Japan, 1991(216):201-207.
- [8] N. Nanba, H. Morihana, E. Nakamura. Development of deep submergence research vehicle "SHINKAI 6500"[J]. 1990.
- [9] K. KUDO. Overseas trends in the development of human occupied deep submersibles and a proposal for Japan's way to take[J]. Science & Technology Trends, Quarterly Review, 2008, 1(26): 7-123.
- [10] 彭岩. 日本研制出“深海 6500”号潜水调查船[J].国际地震动态, 1989 (7) : 38-39.
- [11] 刘峰,崔维成,李向阳. 中国首台深海载人潜水器--蛟龙号[J].中国科学:地球科学,2010,40(12): 1617-1620.
- [12] 姜哲, 崔维成. 全海深潜水器水动力学最新研究进展[J].中国造船, 2015,56 (4) : 188-199.
- [13] 崔维成, 刘峰, 胡震等. 蛟龙号载人潜水器的 5000 米级海上试验[J].中国造船, 2011,52 (3) : 1-14.
- [14] 崔维成, 刘峰, 胡震等. 蛟龙号载人潜水器的 7000 米级海上试验[J].船舶力学, 2012, 16 (10): 1131-1143.
- [15] 陆蓓, 刘涛, 崔维成. 深海载人潜水器耐压球壳极限强度研究[J].船舶力学, 2004, 8 (1) : 51-58.
- [16] 伍莉,徐治平,张涛等. 球形大深度潜水器耐压壳体优化设计[J].船舶力学,2010, 14(5):509-515.

- [17] 刘涛. 深海载人潜水器耐压球壳设计特性分析[J].船舶力学,2007,11(2):214-220.
- [18] C. Garland. Design and Fabrication of Deep-diving Submersible Pressue Hulls [J]. SNAME Transaction, 1968, 76: 161-179.
- [19] G. F. Leon. Intersacting titanium sphere for deep submersibles[C]. ASCE Proceedings, 1971, 97:981-1008.
- [20] J. C. Hall, G. F. Leon, J. J. Kelly. Deep submersible design of Intersacting composite spheres [C]. Composites-Design, Manufacture and Applicatios, SAMPE, 1991:2F1-2F12.
- [21] 苟鹏, 刘涛, 崔维成. 深潜器多球交接耐压壳结构性能研究[J]. 舰船科学技术, 2008, 30(2): 54-59.
- [22] Zhang Jian, Zuo Xinlong, Wang Weibo, etal. Overviews of investigation on submersible pressure hulls [J]. Advances in Natural Science, 2014, 7(4): 54-61.
- [23] 张 建, 高杰, 王纬波等. 深海蛋形耐压壳仿生技术[M]. 北京: 科学出版社, 2017.
- [24] 王明禄, 张建, 唐文献等. 一阶模态缺陷条件下蛋形耐压壳屈曲特性研究[J]. 江苏科技大学学报, 2017 31(4): 413-426.
- [25] X. Y. Li, W. C. Cui. Contact Finite element analysis of a spherical hull in the deep manned submersible [J]. Journal of Ship Mechanics, 2004, 8(6): 85-94.
- [26] B. B. Pan, W. C. Cui, Y. S. Shen, T Liu. Further study on the ultimate strength analysis of spherical pressure hulls [J]. Marine Structures 2010 (23): 444-461.
- [27] 冯雅奇, 贾栓孝, 王伟琪等. 深潜器载人舱用 TC4ELI 钛合金半球壳的研制[J]. 钛工业进展,2016, 33(1),19-22.
- [28] 何再明. 我国 4500m 载人潜水器载人舱球壳完成静水外压试验[J]. 军民两用技术与产品, 2015(15): 26-26.
- [29] 刘峰,韩端锋. 载人潜器载人舱出入舱口加强结构优化. 武汉理工大学学报,2014, 36(10): 63-68.
- [30] 李文跃,欧阳吕伟,李艳青等. 大深度潜器载人球壳开孔强度的理论计算及试验验证[J].船舶力学,2016, 20(10): 1289-1298.
- [31] 雷家峰,马英杰,杨锐等.全海深载人潜水器载人球壳的选材及制造技术[J].工程研究-跨学科视野中的工程,2016, 8(2): 179-184.
- [32] 李增华. 深海半潜平台剩余疲劳寿命预报研究[D].江苏科技大学硕士论文, 2012.
- [33] W. C. Cui. A state-of-the-art review on fatigue life prediction methods for metal structures[J]. Journal of marine science and technology, 2002, 7(1): 43-56.
- [34] T. H. Alden. Theory of plastic and viscous deformation[J]. Metallurgical Transactions A, 1987,18A:811-826.
- [35] N. Wang., Z. Wang, K. T. Aust. Room temperature creep behavior of nanocrystalline nickel produced by an electrodeposition technique. Materials Science and Engineering: A. 1997,

- 237(2):150-158.
- [36] Y Miyano, M Nakada, H Kudoh, et al. Prediction of tensile fatigue life under temperature environment for unidirectional CFRP[J]. *Advanced Composite Materials*, 1999, 8(3):235-246.
- [37] Y. Miyano, M. Nakada, H. Kudoh, et al. Prediction of tensile fatigue life for unidirectional CFRP[J]. *Journal of composite materials*, 2000, 34(7):538-550.
- [38] R. Christensen, Y. Miyano. Stress intensity controlled kinetic crack growth and stress history dependent life prediction with statistical variability[J]. *International journal of fracture*, 2006, 137(1-4):77-87.
- [39] R. Christensen, Y. Miyano. Deterministic and probabilistic lifetimes from kinetic crack growth—generalized forms[J]. *International Journal of Fracture*, 2007, 143(1):35-39.
- [40] 聂德福, 赵杰. 相续室温蠕变中屈服强度附近的应力应变行为[J]. *金属学报*, 2009, 45(7): 840-843.
- [41] 王珂. 钛合金室温保载-疲劳寿命预报方法研究. 上海交通大学, 2015.
- [42] 王莹莹, 王芳, 崔维成. 基于统一的疲劳寿命预报方法(UFLP)的深潜器载人舱疲劳可靠性分析[J]. *船舶力学*, 2016, 20(3): 335-347.
- [43] 李良碧, 朱红娟, 李增华等. 基于裂纹扩展原理的深水半潜平台疲劳寿命分析[J]. *江苏科技大学学报(自然科学版)*, 2013, 27(1): 1-4.
- [44] 王芳, 王莹莹, 崔维成. 高强度钛合金深潜器载人舱在三种不同类型载荷下的裂纹扩展预报[J]. *船舶力学*, 2016, 20(6): 699-709.
- [45] 王芳, 王莹莹, 王珂等. 钛合金深潜器载人舱疲劳寿命预报方法研究进展[J]. *钛工业进展*, 2016, 33(4): 1-6.
- [46] 李向阳, 刘涛, 黄小平等. 大深度载人潜水器载人耐压球壳的疲劳载荷谱分析[J]. *船舶力学*, 2004, 8(1):59-70.
- [47] 俞铭华, 王仁华, 王自力等. 深海载人潜水器有开孔耐压球壳极限强度研究[C]. 船舶结构力学会议, 2005.
- [48] 刘涛. 大深度潜水器结构分析与设计研究[D]. 中国船舶科学研究中心, 2001.
- [49] F. Wang, W. C. Cui, B. B. Pan, et al. Normalised fatigue and fracture properties of candidate titanium alloys used in the pressure hull of deep manned submersibles[J]. *Ships & Offshore Structures*, 2014, 9(3):297-310.
- [50] 王艳丽, 苗德华, 杨强等. 高强度高硬度钛合金拉伸试件的设计及其机械性能测试[J]. *机械制造*, 2008, 46(3): 59-61.
- [51] W. C. Cui, F. Wang, X. P. Huang. Towards a Unified Fatigue Life Prediction (UFLP) Method for Marine Structures: An Overview. *Proceedings of the ASME 2010 29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. Shanghai, China, June 6-11, 2010,

- [52] F. Wang, W. C. Cui, B. B. Pan, et al. Normalised fatigue and fracture properties of candidate titanium alloys used in the pressure hull of deep manned submersibles[J]. Ships & Offshore Structures, 2014, 9(3):297-310.
- [53] Fang Wang, Yong Hu., Weicheng Cui. Preliminary evaluation of maraging steels on its application to full ocean depth manned cabin.Journal of Ship Mechanics. 2016,20(12):1557-1572.
- [54] Fang Wang, Yong Hu, Weicheng Cui. Preliminary evaluation of maraging steels on its application to full ocean depth manned cabin.Journal of Ship Mechanics. 2016,20(12):1557-1572.
- [55] 伍莉. 藕节形大深度潜水器耐压结构优化设计[J].船舶力学, 2008, 12(1): 100-109.
- [56] 苟鹏, 崔维成. 基于 Kriging 模型的深潜器多球交接耐压壳结构优化[J].船舶力学, 2009,13(1):100-106.
- [57] 李浩等. 三艘全海深载人潜水器阻力性能初步研究(英文)[J].船舶力学, 2013(12):1411-1425.
- [58] 张 建, 朱俊臣, 王明禄, 等. 蛋形耐压壳设计与分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(15): 155-161.
- [59] 郑志腾, 董澍, 徐丹君. 气孔缺陷对 TA15 钛合金氩弧焊接头疲劳性能的影响[J].宇航材料工艺, 2014 (5) : 85-89.
- [60] 张利军, 薛祥义, 张晨辉等. TC11 钛合金锻件中疑似夹杂物缺陷成因分析[J].理化检验 (物理分册), 2015,51 (10) : 743-746.
- [61] 张 建, 朱俊臣, 王明禄. 蛋形耐压壳设计与分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(15): 155-161.
- [62] 王清红, 刘建荣, 杨锐. 高温钛合金的现状与前景[J].航空材料学报, 2014,34 (4) : 1-26.
- [63] 卞如冈, 崔维成, 万正权等. 焊接残余应力对疲劳寿命影响的定量研究[J].船舶力学, 2011,15 (7) : 776-783.
- [64] 郑衍双, 陆正福, 张定武. 均匀外压下有几何缺陷球壳的破坏压力[J].中国造船, 1986 (1) : 50-60.
- [65] 郭庆恒. 具有几何缺陷的球壳在静水外压下的非线性稳定性问题[J].舰船科学技术, 1986 (3) : 3-9.
- [66] 王明正, 李晓延.TC4 钛合金 GTN 损伤模型反向标定法研究[J].稀有金属材料与工程, 2012,41 (5) : 795-799.
- [67] 侯鹏, 李维, 张娜等. TA5 钛合金内部空洞缺陷的分析研究[J].热加工工艺, 2017, 46 (15) : 254-256.
- [68] 刘旭阳. TC4 钛合金动态本构关系研究[D].南京航空航天大学, 2010.
- [69] 方刚, 雷丽萍, 曾攀等. 金属塑性成形过程延性断裂的准则及其数值模拟[J].机械工程学报, 2002,38: 21-25.
- [70] 王自力, 王仁华, 俞铭华等. 初始几何缺陷对不同深度载人潜水器耐压球壳极限承载力的影响[J].中国造船, 2007,6 (2) : 45-50.
- [71] 徐欣宏. 外压球壳封头屈曲分析及试验研究[D].江苏科技大学硕士论文.2017.

- [72] 初冠南, 张彩英, 鲁国春. 初始缺陷对耐压结构承载性能影响[J].精密成形工程.2014,9 (6) : 80-84.
- [73] 顾明剑, 张其林. 引入一阶屈曲模态作为初始缺陷的研究[J].工业建筑.2005: 1188-1192.
- [74] Zoelly R.. Uber ein Knickungsproblem an der Kugelschale[J].Thesis, Zurich, 1915.
- [75] 李长春, 施得培. 潜水器结构强度[M].上海: 上海交通大学出版社, 1991.
- [76] O. M. Paliy.Weight characteristics , reliability and operational safety of deep-sea submersible hulls[A].ISMS'91[C], Shanghai.China, 1991.
- [77] B. B. Pan, W. C. Cui, Y. S. Shen, et al. Further study on the ultimate strength analysis of spherical pressure hulls. Marine Structures,2010,23(4): 444-461.
- [78] P. Paris , F. A. Erdogan. Critical analysis of crack growth laws[J]. Journa lof Basic Engineering , Transaction ASTM (Series D) , 1963,85 (3) : 528-534.
- [79] E. K. Walker. The effect of stress ratio during crack propagation and fatigue for 2024-T3 and 7075-T6 aluminum [C]// Effects of Environment and Complex Load History on Fatigue, ASTM STP 462,1970:1-14.
- [80] 杨冰, 赵永翔, 张卫华. 基于 Forman 方程的随机疲劳长裂纹扩展概率模型[J].交通运输工程学报, 2006,6 (1) : 25-28.
- [81] R. G. Forman. Numerical analysis of crack propagation in cyclic loaded structures[J]. Journal of Basic Engineering, Transaction ASTM (Series D) , 1967,89:459-465.
- [82] W. C. Cui, F. Wang, X. P. Huang. A Unified Fatigue Life Prediction Method for Marine Structures, Marine Structures, 2001,24:153-181.
- [83] J. Schijve. Fatigue crack closure: Observations and Technical Significance, in Mechanics of Fatigue Crack Closure, ASTM STP 982, eds. Newman J and Elber W, 1988:5-34.
- [84] H. Bao. Thickness Effect on Fatigue Crack Growth, PhD Thesis, U. of Conn,1994.
- [85] K. Minakawa, G. Levan, A. J. McEvily. The Influence of Load Ratio on Fatigue Crack Growth in 7090-T6 and IN9021-T4 P/M Aluminum Alloys, Met. Trans,1986(17A):1787-1795.
- [86] M. Katcher, M. Kaplan. Effect of R-factor and crack closure on fatigue crack growth for aluminum and titanium alloys, Paper from" Fracture Toughness and Slow-Stable Cracking," American Society for Testing and Materials, Philadelphia, Pa,1974,19103:264-282.
- [87] N. Walker, C. J. Beevers. A fatigue crack closure mechanism in titanium, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 1979,1(1):135-148.
- [88] M. D. Halliday, C. J. Beevers. Some aspects of fatigue crack closure in two contrasting titanium alloys, Journal of Testing and Evaluation, 1981,9:195-201.
- [89] J. C. Newman. Fatigue-life prediction methodology using a crack-closure model , Journal of engineering materials and technology, 1995,117(4):433-439.

- [90] S. Pommier, P. Bompard. Bauschinger effect of alloys and plasticity-induced crack closure: a finite element analysis, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*,2000,23(2):129-140.
- [91] F. S. Silva. Crack closure inadequacy at negative stress ratios , *International journal of fatigue*,2004,26(3):241-252.
- [92] K. Sadananda, A. K. Vasudevan. Fatigue crack growt behavior of titanium alloys, *International Journal of Fatigue*, 27(10-12):1255-1266.
- [93] J. Zhang, X. Cheng, Z. Li. Total fatigue life prediction for Ti-alloys airframe structure based on durability and damage-tolerant design concept, *Materials & Design*,2010,31(9):4329-4335.
- [94] 赖焕生, 李煜佳, 轩福贞等. Ti-6Al-4V 钛合金长寿命疲劳试验[J], *南京工业大学学报 (自然科学版)*,2009, 31(5):15-19.
- [95] 马英杰, 王鼎春, 王红武等. 影响 TC4ELI 合金断裂韧性的因素[J], *中国有色金属学报*,2010, 20(B10):414-418.
- [96] J. C. Newman, I. S. Raju. An empirical stress - intensity factor equation for the surfac crack[J].*Eng.Fracture Mechanics*,1981,15 (2) :185-192.
- [97] 黄小平, 贾贵磊, 崔维成等. 海洋钢结构疲劳裂纹扩展预报单一扩展率曲线模型[J].*船舶力学*, 2011,15 (1-2) : 118-125.
- [98] 候维廉. 在参与应力场中凸锥柱结合壳结构的裂纹扩展速率预报[J].*船舶力学*, 1992(1): 53-60.
- [99] 李良碧, 潘广善 万正权等. 高强钢锥柱结合壳焊接残余应力的数值模拟和试验研究[J].*船舶力学*, 2010,14 (10) : 1143-1150.

攻读硕士学位期间所发表的学术成果及参与的科研项目

一、学术论文

1、Sujie Zhang, Fang Wang, Weicheng Cui .Fatigue crack growth properties of 18Ni(250) and 18Ni(350) used for full-ocean-depth pressure hull [J].Journal of Ship Mechanics,2018.(EI 刊源)

2、Fang Wang, Sujie Zhang, Shuang Yu, Qinhai Du, Weicheng Cui.Design and collapse analysis on a model sphere of full-ocean-depth manned cabin made of maraging steel [J]. Ship and Offshore Structures.(SCI 刊源)

二、参与的项目

- (1) 万米潜水器“彩虹鱼”耐压球壳的静强度校核；
- (2) 钛合金、马氏体镍钢的静强度校核；
- (3) “蛟龙号”潜水器耐压球壳的疲劳寿命预测；

致 谢

在研究生三年的学习中，脱离了本科仅陶醉在书本的知识，学习到了书本中学不到的知识，学会了参与学术研究的具体方法，懂得了一个项目的成功运作需要整个团队的合作，从理论到实验出发，最终获得工程需要。我很庆幸，在三年的时间里跟唐院长领导的团队一步步学习知识，渐渐成长起来；在张老师的带领下，从开始的不知所措，到后来可以独立规划，主动完成实验，查阅论文，续写汇报这一流程。

再次，感谢团队信任，将我委派到上海海洋大学跟着王芳老师学习知识，在上海海洋大学的交流学习中，才明白自己的知识量远远不够，在王芳老师的指导下，学会如何探讨问题，解决问题，学会如何利用知识库并且能够举一反三。

最后，我要感谢机械工程学院，给了我这么好的学习环境，学习氛围；机械学院的试验设备齐全，规章制度完善，对于我们的学习给予很大的帮助。