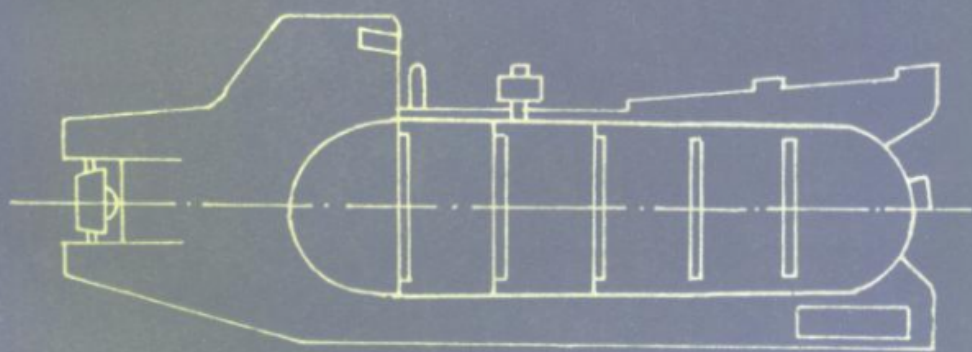


潜水器结构强度

施德培 李长春 编著



上海交通大学出版社

352735

潜水器结构强度

施德培 李长春 编著



上海交通大学出版社

沪新登字 205 号

内 容 简 介

本书对各种形式的潜水器耐压壳体(球壳、环肋圆柱壳、圆锥壳、结合壳)、耐压液舱及舱壁、强度和稳定性计算方法作了介绍;并叙述了耐压结构的开孔加强和观察窗的计算。书中既有详细的理论分析和数学推导,又有便于工程技术人员使用的简化公式、附表和图谱。同时对潜水器的结构设计提出了设计原则、方法和质量评估标准。

本书可作为高等院校船舶及海洋工程专业学生的教科书,也可供从事潜水器结构设计或海洋调查、海底作业、海上救捞等工作的工程技术人员参考。

Dr. 48/17



潜水器结构强度

出版: 上海交通大学出版社
(淮海中路 1984 弄 19 号)
发行: 新华书店上海发行所
印刷: 常熟市印刷二厂
开本: 787×1092 (毫米) 1/16
印张: 11.25
字数: 275000
版次: 1991 年 8 月 第一版
印次: 1991 年 9 月 第一次
印数: 1—1000
科目: 256—298
ISBN 7—313—00927—5/U·663
定价: 3.30 元

前 言

人们为了认识和了解海洋,为了在海底进行开发活动,需要有专门的特种装置直接下到海中去进行调查、考察、测量、勘探以及完成某些水下作业,有时还需承担打捞、营救等紧急任务。就目前来说,能完成这些任务的较好工具之一就是载人潜水器。

海洋开发事业正处于不断发展阶段,对于具有辽阔海域的我国,海洋开发事业更有着广阔的发展前景。但目前有关潜水器方面的专业书却较少,为了弥补这方面的不足,编者根据多年从事教学和科研实践的经验和成果,并借鉴有关资料,力图在潜水器结构设计方面做一些力所能及的工作,故编写了本书。希望本书对船舶及海洋工程专业的学生和从事水下工程专业的科技人员能提供一些帮助,为我国的海洋开发事业起到推动作用。

本书的编写工作分工如下:第一、二、三、七章由李长春编写;第四、五、六、八章由施德培编写;并进行了相互修改、审定。

限于编者的水平和经验,本书难免有种种不足,恳请读者不吝指正,以期使本书得到不断改进和完善。

编者于上海交通大学

目 录

第一章 概 论

- § 1—1 潜水器耐压壳体的结构形式..... 1
- § 1—2 潜水器耐压壳体的材料..... 2
- § 1—3 潜水器艇体上的受力..... 3
- § 1—4 耐压艇体计算载荷的确定..... 6

第二章 潜水器耐压壳体的应力分析..... 8

- § 2—1 耐压壳结构的特点..... 8
- § 2—2 轴对称载荷作用下的旋转壳..... 9
- § 2—3 无矩状态时旋转壳的解..... 14
- § 2—4 旋转壳的实用解法..... 16
- § 2—5 圆柱壳的弯曲微分方程及其通解..... 21
- § 2—6 等间距相同肋骨加强的耐压壳应力计算..... 25
- § 2—7 无限长弹性基础梁的解及其应用..... 31
- § 2—8 环肋圆锥壳的应力计算..... 34
- § 2—9 结合壳的应力计算..... 34
- § 2—10 连球型耐压壳的应力计算..... 43
- § 2—11 舱口盖..... 50

第三章 耐压壳体的稳定性..... 52

- § 3—1 球形壳在均匀受压时的稳定性..... 52
- § 3—2 环肋圆柱壳的稳定性..... 57
- § 3—3 环肋圆柱壳的各类稳定性公式及其简化..... 67
- § 3—4 纵横加肋圆柱壳的稳定性..... 69
- § 3—5 环肋圆锥壳的稳定性..... 70
- § 3—6 耐压壳理论临界压力的修正..... 73

第四章 耐压液舱和指挥室..... 77

- § 4—1 耐压液舱的用途和构造..... 77
- § 4—2 托板式液舱..... 78
- § 4—3 实肋板式液舱..... 84
- § 4—4 指挥室的强度和稳定性..... 88
- 附录 4—1 耐压液舱相当肋骨的有效面积 F_{eff} 的计算..... 91
- 附录 4—2 两相交圆环间撑杆上的作用力..... 93
- 附录 4—3 以撑杆取代部分圆环..... 93
- 附录 4—4 托板的稳定性..... 94
- 附录 4—5 实肋板处截面 AB 上的力和力矩..... 94

附录 4—6 无肋板时耐压壳 B 上的力和力矩	99
第五章 舱壁	100
§ 5—1 概述	100
§ 5—2 内部平面舱壁	100
§ 5—3 端部平面舱壁	113
§ 5—4 内部球面舱壁	114
§ 5—5 端部球面舱壁	118
附录 5—1 塑性剖面模数公式	122
附录 5—2 双向受压板稳定性公式	123
附录 5—3 耐压壳体支承环处的应力分析	124
第六章 开孔加强计算	143
§ 6—1 开有圆孔的圆柱壳的基本方程	143
§ 6—2 开孔圆柱壳基本方程的近似解	146
§ 6—3 带有圆孔圆柱壳的加强计算	148
§ 6—4 球壳上开圆孔的加强计算	153
第七章 观察窗	155
§ 7—1 概述	155
§ 7—2 观察窗所用材料及其性能	156
§ 7—3 圆板形观察窗	157
§ 7—4 锥台形观察窗	159
§ 7—5 球扇形观察窗	161
§ 7—6 观察窗座架及密封	163
第八章 耐压结构设计	165
§ 8—1 设计原则	165
§ 8—2 耐压壳体尺寸的确定	166
§ 8—3 质量评估	169
§ 8—4 算例	170
参考文献	173

第一章 概 论

§ 1—1 潜水器耐压壳体的结构形式

潜水器的耐压壳体是潜水器浮力的主要提供者，而它的重量也占潜水器总重量很大的比例，所以耐压壳体结构形式的选择直接影响到潜水器的有效载荷。耐压壳体的重量—排水量比(W/D)小，潜水器就能提供较大的有效载荷，亦可减小潜水器的总重量。决定耐压壳体的重量—排水量比的主要因素除材料外，就是耐压壳体中的应力和失稳时的临界压力。从应力的角度来看，球形壳体最好，因为它的薄膜应力只有圆柱形壳的一半。所以，对于工作深度大于800m的潜水器，其耐压壳体大多采用球形，这样可获得最小的重量—排水量比值。但对工作深度在800m以内的潜水器来说，根据应力决定的球形壳体的厚度很小，这时耐压壳体的强度可以满足，而稳定性要求往往不能满足。为此，必须加厚球壳的厚度。这样，球壳受力状态比圆柱壳优越的特点就不很明显，甚至球壳的重量—排水量比大于圆柱壳，因为圆柱壳的失稳压力可通过适当调节肋骨间距来达到。所以，对于工作深度小于800m的潜水器，其耐压壳体大多采用圆柱壳。当然，耐压壳体的形式除从结构上考虑外，还要根据布置及使用要求综合进行考虑、论证。目前，潜水器所采用的耐压壳体结构形式大多为图1—1所示的几种。

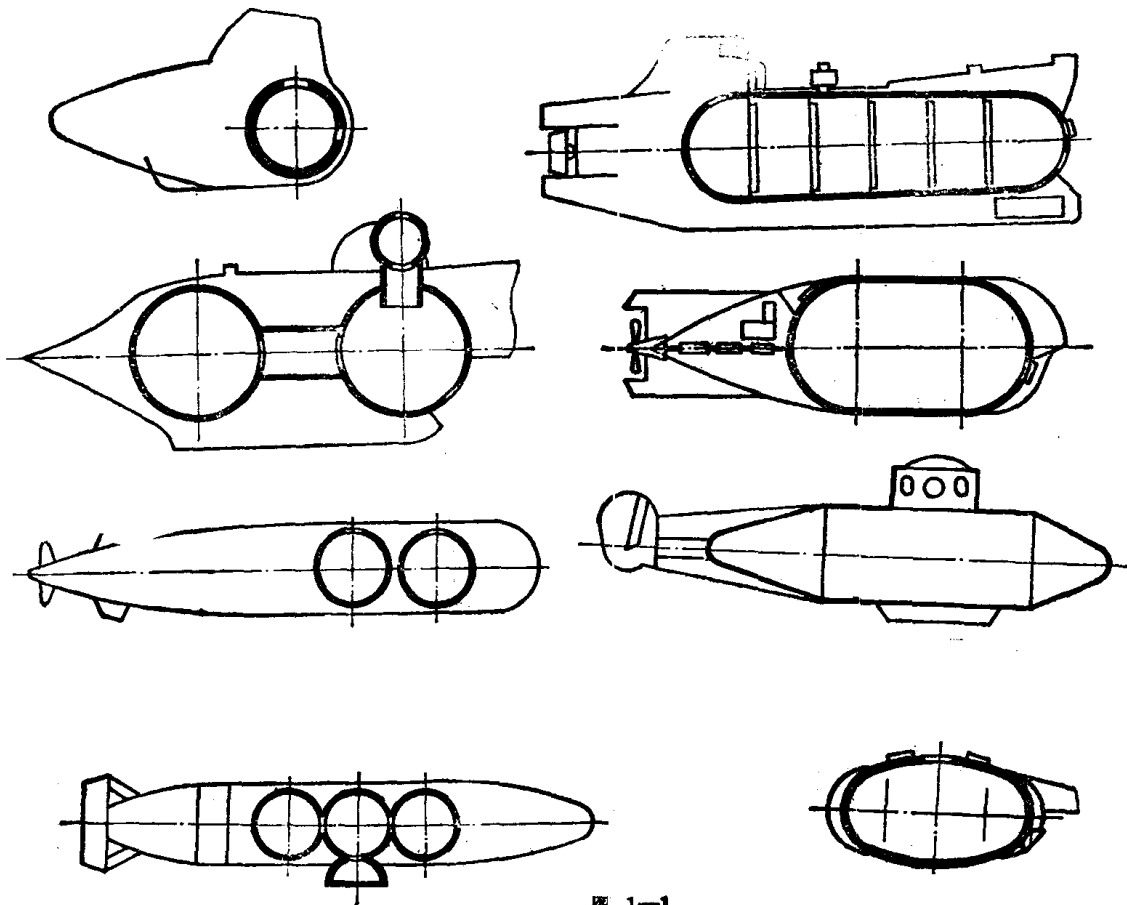


图 1—1

球形耐压壳体就重量而言是最轻的结构形式,其空间利用率也最低;而筒形壳体虽能有效地利用内部空间,但重量—排水量比值 W/D 却没有球形壳体低,当工作深度增加时,圆筒必须用肋骨加强,这样就使重量增大, W/D 比值提高。表 1—1 列出了球体直径为 2.4m 时,各种结构形式所具有的 W/D 值。表 1—2 给出了三种基本结构形式各自的优缺点。值得注意的是,如果耐压壳体采用轻质材料,则可以在较低 W/D 值或相同 W/D 值下,使潜水器具有较大的作业深度。铝制壳体“阿鲁明纳”和“阿尔文”号就属于这样的情况。“阿尔文”号用钛合金代替 HY—100 钢后,使作业深度从 1800m 增加到 3600m,而且 W/D 值还有所下降。

表 1—1 深潜救生艇 DSRV 可以采取的耐压壳体结构形式及其 W/D 值


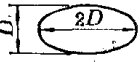
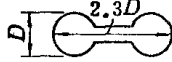
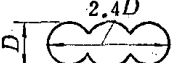
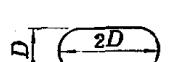
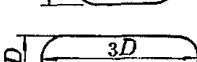
材料	形状	重量/排水量比值 (接近正确尺寸)
HY-130(T)		0.39
		0.40
		0.41
		0.42
		0.43
		0.42

表 1—2 各种潜水器耐压壳体形式的优缺点

耐压壳体形状	优点	缺点
球形	<ol style="list-style-type: none"> 1. 具有最佳的重量—排水量比 2. 容易制造壳体杯形管节 3. 容易进行应力分析而且较正确 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 不便于内部布置 2. 流体运动阻力大
椭圆形	<ol style="list-style-type: none"> 1. 具有较好的重量—排水量比 2. 能较有效地利用内部空间 3. 容易安装壳体贯穿件 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 制造费用高 2. 结构的应力分析较困难
圆筒形	<ol style="list-style-type: none"> 1. 最易加工制造 2. 内部空间利用率最高 3. 流体运动阻力小 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 重量—排水量比值最高 2. 内部需要用肋骨加强

§ 1—2 潜水器耐压壳体的材料

耐压壳体材料有金属和非金属两类。但不管选择哪一种材料都必须对它们的物理性能作周密的考虑,以保证所设计的潜水器在限定的海洋环境下具有良好的性能。在选择潜水器的壳体材料以及它们的焊接或连接材料时,必须考虑下列各因素:

腐蚀——在潜水器的使用环境中,由于受化学或电化学作用,会使金属腐蚀。

应力腐蚀破裂——在裂纹和拉应力的联合作用下由于塑变扩大而破坏。

低周疲劳——当材料受到幅值小于拉伸强度的波动应力作用时会产生疲劳性破坏（低周是指压力波动次数小于十万次的情况）。

蠕变——在应力作用下，材料随时间而产生的塑性变形（即结构的尺寸和形状发生永久变形）。

消除应力后材料的变脆性——当把金属材料加热到适当温度，然后让其慢慢冷却以消除残余内应力时，材料的正常延展性降低。

脆裂——某些材料在低温下，很少或没有塑性变形而产生裂纹。

比强度——材料的强度限与密度之比。

比刚度——材料的弹性模量与密度之比。

屈强比——材料的屈服限与强度限之比。

冲击韧性——材料抵抗冲击的能力。

高延展性——不使材料产生裂纹的塑性变形能力。

断裂韧性——壳体在产生贯穿裂纹的区域，发生塑性变形但不使裂纹有大的扩展而造成破坏的能力。

可焊性——金属材料在适当条件下对焊接的适应性。

可成型性——金属材料通过塑性变形使其成形的方便性。

对于所选用材料，其研制成本和材料是否容易获得，具有同等的重量性。

潜水器的耐压壳材料有钢、铝、钛、丙烯酸塑料，玻璃和木材（见表 1—3）。然而，绝大部分耐压壳体（约 90% 左右）都采用钢。这主要是因为设计者和制造者对钢的性能有较全面的了解，而且对于钢在海洋环境下的应用已积累了丰富的经验。

钛合金具有良好的机械性能，在海水中抗腐蚀能力强且无磁性。但由于其造价高、加工复杂（包括焊接），因而应用受到限制。相信随着钛合金机械性能的进一步完善，加工工艺的改进和费用的降低，钛合金将被广泛用来制造耐压壳、容器、浮筒和潜水器的其它壳体构件。

具有比强度高、铝的合金，可用来制造大深度工作潜水器的耐压壳，但铝合金耐压壳的造价大大地高于钢质壳体。

高强度铝合金的缺点是焊接性能差，与等强度的钢和钛合金相比较，这个问题使制造焊接部件明显地复杂化。

增强塑料广泛地用来建造小深度工作潜水器的耐压壳体，以及在各种深度工作的潜水器的非耐压壳体。

可以认为矽酸盐玻璃、丙烯塑料和陶瓷是很有发展前途的材料。由于缺乏可靠的坚固性和同相邻部件的连接性，这些材料暂时都受到使用上的限制。软钢、铝合金和玻璃钢可作为制造非耐压壳的材料。

§ 1—3 潜水器艇体上的受力

潜水器在使用过程中，艇体会受到各种外力的作用。这些外力按其性质可分为两类：静力和动力。静力包括艇体及各种设备的重力、静水压力等；动力包括波浪冲击力、机械工作时由于不平衡产生的惯性力、碰撞力等。在潜水器结构设计中，主要以静力作用作为结构强度

表 1—3 耐压壳体的形式及结构材料

潜水器名称	深度(m)	壳体形式	壳体材料
“希奇诺”号	6	球形	塑料
“星—1”号	60	球形	A212B 级钢
“小潜水员”号	75	圆筒形	A—36(dimetcoted)焊接钢
“蜘蛛贝”号	90	球形	塑料
“水下自动人”号(Martine)	180	圆筒形	两块 10/30 碳钢壳板, 具有蜂窝状加强结构
“乃莫”号	180	球形	塑料
“黑潮—2”号	200	圆筒形	软钢(SM41)
“自游生物—A”号	300	圆筒形	A212 低碳钢
PC—14	360	圆筒和锥体	A516 级 70 钢, 头部为塑料罩
SP—350	400	椭圆形	锻造低碳钢
“深海”号	600	圆筒和双球	高强度钢
“海狸”号	610	圆筒和双球	HY—100 钢
“星—3”号	610	球形	HY—100 钢
DSRV—1	1050	三球	HY—140 钢
“深星—4000”号	1200	球形	HY—80 钢
DSRV—2	1500	三球	HY—140 钢
“深探”号	2400	双球	18%镍 200KSI 级时效合金钢
“阿尔文”号	3600	球形	钛 621.08
“阿鲁明纳”号	4600	圆筒形	铝合金 7079—T6
“深星—20000”号	6100	球形	HY—140 钢
“曲斯特”号	11000	球形	镍—铬—钼锻钢
“阿基米德”号	11000	球形	镍—铬—钼锻钢

计算的依据。至于动力强度只是在静力强度计算的基础上作某些校核。

特别要指出的是：对于潜水器而言，其吊放回收时的受力也必须十分注意。

一、潜水器吊放回收时的受力

潜水器在海上吊放回收时，作用在其上的力不仅有艇的重力、浮力，吊索的张力，还有艇运动的阻尼力、波浪水质点运动所引起的惯性力等等。由于海上作业环境条件的千变万化，作用于艇上的吊索张力既与潜水器相对于母船的运动有关，更应考虑母船的升沉运动的影响。实践和试验表明，吊放回收时，因对吊索张力大小估计不周，往往会出现被吊放物丢失的严重事故。因此，潜水器的吊放回收工作是安全使用的一个十分重要的环节。为使潜水器有一较好的吊放回收环境，美国“阿尔文”号潜水器的母船“鲁鲁”号采取将艇体及座架一起吊放，潜水器离开或进入座架的水深为 30m 左右。这样可避开波浪对艇体的直接作用。

潜水器的吊放回收系统包括：起重机、吊杆、门柱、框架、吊艇架、底座、绞车及控制作业所需的索具等。设计时可按一般的钢结构分析方法进行。设计载荷为系统的最大预期载荷，取下列载荷相应组合的最大值：

固定载荷——吊放系统的结构重量和固定在结构上的部件重量。

活动载荷——潜水器在空气中的最大重量，加上其中的人员、工具、消耗品和水的重量。

动力载荷——质量加速度在垂向、纵向及横向产生的载荷。

风载荷——结构投影面上的风载荷的数值应适应于设计环境条件。

对于索具，必须严格按规范进行设计，在额定负荷(能吊起的最大负荷)下，索具的安全系数按表 1—4 的规定选取。

表 1—4 索具的安全系数

种 类	用 途	安全系数
钢 索	旋转型动索	4.7
	无拘束型抗旋转动索	6.1
	静 索	4.0
纤 维 索 和 合 成 纤 维 索	动 索	7.0
	静 索	5.0
尼 龙 索	动 索	9.0
	静 索	7.0

二、潜水器在深水中的受力情况

潜水器处于水下状态时,作用在艇体上的外力有:深水静压力和重力。但各段上因重力和浮力不一致而产生的剪力、弯矩所决定的应力相对于深水压力决定的应力是很小的,因此可以忽略不计。

静水压力是由耐压艇体承受的,为了研究作用在艇体上的静水压力的大小,从耐压艇体长度方向取出单位长度的单元来看,在此单元上,压力分布沿高度方向成线性变化,其作用压力分为两个部分,如图 1—2 所示。

1. 均布载荷 p_0 :

$$p_0 = \gamma h \quad (1-1a)$$

式中: γ ——水的重度,在潜水器强度计算中常取 $\gamma = 9.8 \text{ kN/m}^3$;

h ——自由水面至耐压艇体轴线的距离,即下潜深度(单位为 m)。

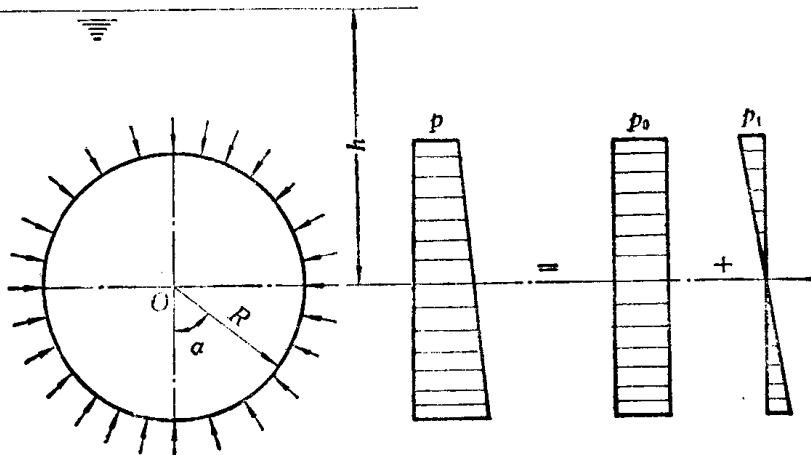


图 1—2

2. 按三角形分布的载荷 p_1 :

$$p_1 = \gamma R \cos \alpha \quad (1-1b)$$

式中: R ——耐压艇体半径(m);

α ——决定于耐压艇体各点位置的角度。

因此,作用在耐压艇体上的载荷为:

$$p = p_0 + p_1 = \gamma h + \gamma R \cos \alpha \quad (1-2)$$

由于潜水器耐压艇体的半径与下潜深度之比 R/h 是一个小量,因此,为了计算方便,通

常忽略 p_i 的影响。又由于一般潜水器耐压艇体均较短，因纵倾而使得深水压力沿艇纵向的小量变化，也可忽略不计。这样，潜水器在深水中的受力，相当于耐压艇体受到一个均匀载荷，其值等于耐压艇体轴线至自由水面高度的水柱压力，即

$$p = \gamma h = 0.0098h \text{MPa} (0.1h \text{kgf/cm}^2) \quad (1-3)$$

潜水器的使用实践及计算表明，若耐压艇体在深水压力下横向强度有保证，那末纵向总强度也一定有保证。因此，潜水器耐压艇体设计中都以水下静水压力作为强度计算的依据。

§ 1—4 耐压艇体计算载荷的确定

在潜水器设计时，根据使用要求规定了它的工作深度和极限深度。

工作深度 h_g 是指潜水器在正常使用过程中所能达到的最大深度。在此深度上，潜水器能作任意次的、长期的停留而不引起耐压艇体产生永久变形。

极限深度 h_{jx} 是指潜水器能下潜的最大深度。在此深度上，潜水器只能作有限次的、短时间的停留。

通常工作深度为：

$$h_g = (0.85 \sim 0.90) h_{jx} \quad (1-4)$$

潜水器在极限深度上，允许作有限次的、短时间的停留，说明极限深度不是它的破坏深度。这是因为在设计计算耐压艇体强度时考虑了一定的强度储备，即以比极限深度更大的深度作为计算依据，此深度称为计算深度，用 h_j 表示。相应于计算深度下的静水压力称为计算载荷，用 p_j 表示。计算结构强度时考虑在载荷中的强度储备通常用安全系数 K 来表示，因此计算深度与极限深度的关系为：

$$h_j = K h_{jx} \quad (1-5)$$

图 1—3 为潜水器的工作深度、极限深度和计算深度的关系示意图。

安全系数 K 要考虑所有强度计算中没有考虑的、影响艇体强度的各种因素。其中有些因素对艇体强度的影响目前尚不能定量地确定，如材料屈服比对艇体强度的影响，残余应力对强度的影响等。有些因素是随机变化的，如壳板实际厚度与名义厚度的偏差，材料实际屈服强度与计算时应用的屈服强度的偏差等。有些因素则是人为的，如航行过程中的超深。总之确定安全因素 K 是一项很复杂的工作，但主要应考虑下列几方面的因素：

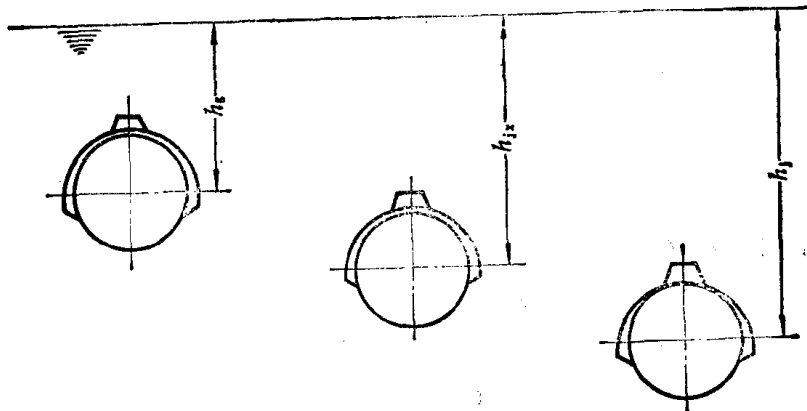


图 1—3

1. 材料方面的影响

材料方面的影响通常包括两个方面：

(1) 材料几何尺寸的偏差。轧钢厂提供的船用钢材，按国家标准允许材料实际的几何尺寸与名义尺寸之间有一定的偏差。目前的计算规则中，耐压壳板的计算厚度 t 和名义厚度 t_0 有如下的统一规定：

$$\left. \begin{array}{l} \text{当 } t_0 \leq 3.5\text{cm 时, } t = t_0 - 0.1 \\ \text{当 } t_0 > 3.5\text{cm 时, } t = t_0 - \Delta t_0 \end{array} \right\} \quad (1-6)$$

式中： Δt_0 ——钢板最大负公差的绝对值，单位为 cm。

因此，在安全系数中不再考虑由材料几何尺寸的偏差引起的影响。

(2) 机械性能方面的影响。通常包括弹性模数 E 、泊桑比 μ 、屈服点 σ_s 和屈强比 σ_s/σ_b 等。在强度计算中， σ_s 、 E 、 μ 一般都取材料试验的最低值，因此是偏于安全的。但随着潜水器下潜深度的增加，高强度钢材的采用， σ_s/σ_b 的提高，这些对结构的抗爆能力及低周疲劳是不利的，因此在安全系数中应该考虑这些不利因素。

2. 设计计算公式的可靠性

在“潜水器强度计算规则”中所采用的强度和稳定性计算公式，一般都是经过大量的实物和模型试验证明是可靠的，因此安全系数中可以不考虑其影响。

3. 施工制造方面的影响

在潜水器制造过程中，结构材料的加工，装配和焊接等工序会在结构内部留下残余应力。残余应力对艇体强度的影响，一般情况下总是不利的，目前还不能用计算方法来确定它的影响。

另外，建造完工的艇体，其尺寸一般不可能与设计的理论尺寸完全一致，总会产生偏差，如壳板与肋骨的不圆度、圆柱耐压壳的肋骨位置偏差、焊缝的局部变形等。这些偏差都会影响结构的强度，建造中制订了限制尺寸偏差的公差要求，但是公差要求不可能把尺寸偏差的值限制到不影响耐压艇体强度的程度，因为加工工艺水平达不到这样的要求，所以只能限制在加工工艺可能达到的最小偏差范围，这就要求在安全系数 K 中充分考虑到这些偏差对强度的影响。

4. 管理使用方面的影响

在潜水器整个使用期限内，不可能把潜水器超过极限下潜深度的可能性完全排除。当潜水器在极限下潜深度附近停留时，由于海流等外界因素或操作上的失误等原因有可能造成超过极限下潜深度。所以在安全系数中必须考虑这方面的影响。

同时，潜水器在使用过程中，艇体要受到腐蚀，为了保证在整个使用期限内，潜水器均能达到规定的极限下潜深度，新艇必须有一定的材料腐蚀裕度。这种余度可以单独加在材料尺度之中，也可在安全系数中考虑。

由上述分析可以看出，安全系数的确定是十分复杂的，更何况潜水器本身是各种各样的，使用要求也各不相同，所以安全系数的选取也不尽一致。各国潜水器规范上的规定也不一样，但安全系数 K 一般在 1.5 左右。因此，在本书中我们取：

$$p_i = 1.5 p_{ix}$$

即计算载荷为极限载荷的 1.5 倍。

第二章 潜水器耐压壳体的应力分析

§ 2—1 耐压壳结构的特点

潜水器在水下受到极大的深水压力，耐压壳即为抵抗这一压力的构件。耐压壳的受力特性决定了其横剖面采用圆形。同时，在耐压壳的壳板内主要产生均匀的薄膜应力，充分地利用了材料。虽然，圆形剖面对内部布置不利，但鉴于潜水器下潜深度很大，除采用圆形剖面外，其它形状的剖面一般是不采用的。

耐压壳在纵方向的形状，一般有：

(1) 圆形——如上章所述，对于下潜深度大于 800m 的潜水器，其耐压壳体一般采用球形壳体。

(2) 直线形——在耐压壳体中部采用平行柱体，艏艉两端采用半球形如图 2—1(a) 所示，或截头圆锥形如图 2—1(b) 所示。

(3) 直线局部扩大形——在某些情况下，为了布置上的需要在圆柱体的局部长度上，采用扩大圆柱形，另外，在艏艉端，还可能采用不同锥度的圆锥形组合，如图 2—1(c) 所示。

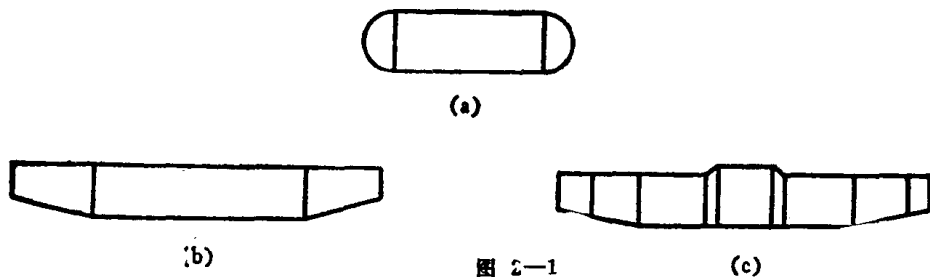


图 2—1

为抵抗深水压力和保证水密性，耐压壳首先要有壳板。壳板是保证耐压壳强度的重要构件。

对于球形壳体，必须使其壳内应力不超过许用应力，同时还必须保证它的稳定性。

对于圆柱形壳体，为了保证其在极大的外压力作用下的形状，还必须用防挠材来提高壳板的刚性。这种防挠材就是耐压壳的肋骨。潜水器主要是要求横强度，因此肋骨都采用横向布置。

由上所述，我们对壳板和肋骨的强度均有一定的要求。在外压力作用下，壳板及肋骨内产生的应力均不得超过它们的许用值。

实际上，对于圆柱形耐压壳来说，在很大的外压力作用下，常常是由于稳定性的丧失而引起破坏。根据理论分析和试验研究及实际观察得知，耐压壳在各向外压力的作用下，肋骨间壳板首先出现轴对称的压缩和弯曲变形，压力继续增加时，肋骨间壳板开始丧失稳定性，壳板在横向出现凹凸的波形，这时只要肋骨有足够的刚性，还不致于导致耐压壳整体的破坏。但若外压力继续增加，就可能引起横舱壁之间的肋骨与壳板均丧失稳定性，这时的临界压力主要取决于肋骨的刚度。

根据上述耐压壳的结构特点和受力性质,清楚地表明,强度符合要求的耐压壳结构,必须是耐压壳的壳板(及肋骨)内的应力不超过许用应力,同时壳板或整体的稳定性必须有保证。因而,必须对耐压壳的强度与稳定性分别进行研究。本章首先研究耐压壳的强度。

§ 2—2 轴对称载荷作用下的旋转壳

一、基本概念和假设

以两个曲面作为界限,且曲面之间的距离远小于其他尺度的物体,称为壳体。

与壳体的两个界限面等距离的各点轨迹所组成的曲面,称为壳的中面。

在壳的界限面间,垂直于中面的线段长度,称为壳的厚度。

如果壳除了它的两个界限面外,再没有任何其他的边界,这样的壳称为封闭壳。由于垂直于中面的直线移动而从封闭壳上所截出的部分,称为非封闭壳。

在工程上应用最广的是等厚度的壳。按照壳的厚度与其中面的曲率半径之比,壳又可分为厚壳和薄壳。

壳的厚度与其中面的曲率半径之比的最大值,与1相比较,可忽略不计的壳,称为薄壳。通常工程计算容许的相对误差不超过5%,则所有厚度不超过中面曲率半径 $1/20$ 的壳,都可以归之为薄壳。

在潜水器上所用的壳体,其厚度一般可作为薄壳来研究。

壳在工程上的广泛应用是因为它的高强度性质。在所谓的无力矩状态下,壳显示出最大的优越性。此时作用于其中面中的内力较其截面中所产生的弯矩和剪力更为主要。因此设计人员的任务是:在选定壳的形状并使其支持周界达到某些必需条件后,在壳内建立无矩应力状态,以保证结构物的重量最小。

薄壳理论和薄板理论一样,是以克希霍夫的直法线假设作为基础的。这个假设可以归结为下列两点:

(1) 变形前垂直于壳中面的直线,在壳变形后仍保持为直线并垂直于挠曲中面,还假设直线段长度不变。

(2) 平行于中面的面积上的正应力与其他应力相比为微量,可忽略不计。

这样讨论薄壳的应力状态,与结构力学中研究板弯曲理论时所讨论的应力状态相似。

旋转壳的中面是由一平面曲线围绕该平面内的一直线(轴线)旋转而成的。平面曲线在旋转时其上任意一点的轨迹为一圆,称为旋转面的纬线(平行圆),平面曲线本身即为旋转面的经线。

经线的位置由某一基准经线面量起的角度 θ 决定,纬线的位置由中面的垂线和轴线所夹的角度 φ 决定。由于经线和纬线就是该旋转面的主曲率线,且这两个主曲率的方向(主方向)是相互正交的,因此,某一经线与纬线的交点确定了旋转面上的点A(见图2—2),即旋转曲面上的任一点都可用曲线坐标 φ, θ 来确定它的位置。

若A点相应于坐标 φ, θ 的两个法向主曲率半径为 ρ_1 和 ρ_2 ,其中 ρ_1 为经线的法向曲率半径(第一主曲率半径),在图2—2中为线段 \overline{AF} ; ρ_2 为纬线的法向曲率半径(第二主曲率半径),它等于该点法线上由中面到旋转轴的长度 \overline{AE} 。根据几何关系,可得平行圆半径 $R_0 = \rho_2 \sin \varphi$ 。

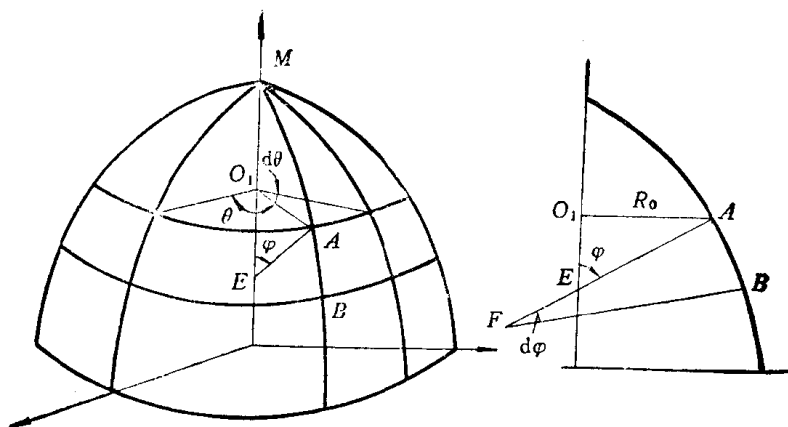


图 2-2

二、基本关系式

1. 位移与应变间的几何关系式

对于轴对称变形的旋转壳, 位移 u 和 w 仅是角 φ 的函数, 且 $v=0$, 即:

$$u = u(\varphi), w = w(\varphi), v = 0$$

这样, 线应变 $\varepsilon_\varphi, \varepsilon_\theta$ 和曲率变化 $\chi_\varphi, \chi_\theta$ 也只是角 φ 的函数, 并可用位移 u, w 及它们的导数来表示。而应变 $\gamma_{\varphi\theta} = 0$ 。下面我们分别研究这些变量与位移的关系式。

(1) 线应变 ε_φ

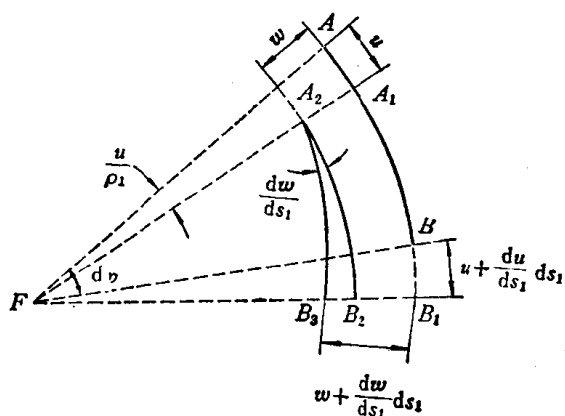


图 2-3

在壳中面的经线上, 取微段 \widehat{AB} (如图 2-3 所示), 其弧长为 $ds_1 = \rho_1 d\varphi$ 。

由于壳沿经线方向的位移 u , \widehat{AB} 变形后移到 $\widehat{A_1B_1}$ 位置。由此引起的相对伸长为:

$$\begin{aligned} (\varepsilon_\varphi)^u &= \frac{\widehat{A_1B_1} - \widehat{AB}}{\widehat{AB}} = \frac{\frac{du}{ds_1} ds_1}{ds_1} \\ &= \frac{du}{ds_1} = \frac{1}{\rho_1} \frac{du}{d\varphi} \end{aligned}$$

由于壳上各点沿其法线方向有位移, 此弧还要移动。先假想壳体均匀压缩, 位移 w 是常数, 则此弧从 $\widehat{A_1B_1}$ 移到新位置 $\widehat{A_2B_2}$ 。实际上位移 w 不是常数, 在 A 点的位移为 w , B 点的位移是 $w + \frac{dw}{ds_1} ds_1$, 即由于位移 w 的变化, 此弧移到位置 $\widehat{A_2B_3}$ 。因 $\widehat{A_2B_2}$ 与 $\widehat{A_2B_3}$ 两弧的夹角很小, 且我们研究的是壳的小变形, 故可认为这两条弧是相等的。因此由于位移 w 引起的相对伸长为:

$$(\varepsilon_\varphi)^w = \frac{\widehat{A_2B_3} - \widehat{A_1B_1}}{\widehat{A_1B_1}} \approx \frac{(\rho_1 - w) - \rho_1}{\rho_1} = -\frac{w}{\rho_1}$$

因位移 u 和 w 同时存在, 用迭加法求得线应变为:

$$\varepsilon_\varphi = (\varepsilon_\varphi)^u + (\varepsilon_\varphi)^w = \frac{1}{\rho_1} \left(\frac{du}{d\varphi} - w \right) \quad (a)$$

(2) 线应变 ϵ_θ

由于我们讨论的是轴对称变形的旋转壳,因此,壳中面的纬线变形后仍保持正圆形,仅圆周半径发生变化。

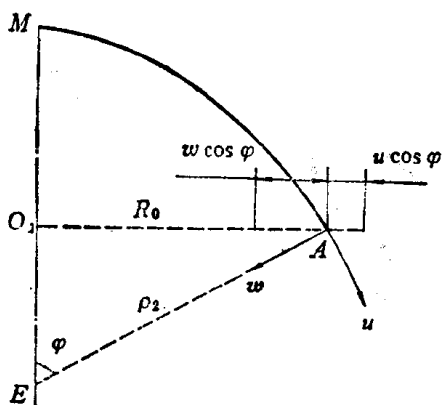


图 2-4

从图 2-2 所示的旋转壳中,截取部分经线剖面 ΔO_1M 示于图 2-4。我们来研究平行圆的变形。

变形前,平行圆的半径为: $R_0 = \overline{O_1A} = \rho_2 \sin \varphi$

变形后,平行圆的半径变成:

$$\rho_2 \sin \varphi + u \cos \varphi - w \sin \varphi$$

由此可求得平行圆的相对伸长为:

$$\begin{aligned} \epsilon_\theta &= \frac{2\pi(\rho_2 \sin \varphi + u \cos \varphi - w \sin \varphi) - 2\pi \rho_2 \sin \varphi}{2\pi \rho_2 \sin \varphi} \\ &= \frac{1}{\rho_2} (u \cos \varphi - w \sin \varphi) \end{aligned} \quad (b)$$

(3) 转角 ϑ

如图 2-3 所示,由于位移 u ,旋转壳在 A 点的法线转动了一个角度为 u/ρ_1 。由于位移 w ,又转动了一个角度(即 $\widehat{A_2B_3}$ 和 $\widehat{A_2B_2}$ 之间的夹角):

$$\left(w + \frac{dw}{ds_1} ds_1 - w \right) / ds_1 = \frac{dw}{ds_1} = \frac{1}{\rho_1} \frac{dw}{d\varphi}$$

位移 u 和 w 同时存在,因此引起的转角为:

$$\vartheta = \frac{u}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{dw}{d\varphi} = \frac{1}{\rho_1} \left(u + \frac{dw}{d\varphi} \right) \quad (c)$$

(4) 曲率变化 χ_φ

壳上任一点 A 在经线方向的曲率变化 χ_φ ,可由图 2-3 中 \widehat{AB} 在壳变形时的相对转角来确定。 A 点的转角为 ϑ , B 点的转角为 $\vartheta + \frac{d\vartheta}{ds_1} ds_1$,所以

$$\begin{aligned} \chi_\varphi &= \frac{\vartheta + \frac{d\vartheta}{ds_1} ds_1 - \vartheta}{ds_1} = \frac{d\vartheta}{ds_1} = \frac{1}{\rho_1} \frac{d\vartheta}{d\varphi} \\ &= \frac{1}{\rho_1} \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{u}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_1} \frac{dw}{d\varphi} \right) \end{aligned} \quad (d)$$

(5) 曲率变化 χ_θ

如图 2-5 所示,中面上任一点 A 变形前的平行圆半径

$$\overline{O_1A} = R_0 = \rho_2 \sin \varphi$$

变形后, A 点移到 A' 点,它的平行圆半径

$$\overline{O_1'A'} = \rho_2 \sin \varphi (1 + \epsilon_\theta)$$

变形后的曲率半径

$$\overline{E'A'} = \frac{\overline{O_1'A'}}{\sin(\varphi + \vartheta)} = \frac{\rho_2 \sin \varphi (1 + \epsilon_\theta)}{\sin \varphi \cos \vartheta + \cos \varphi \sin \vartheta}$$

因此,相应的曲率变化

$$\chi_\theta = \frac{1}{\overline{E'A'}} - \frac{1}{\overline{EA}} = \frac{\sin \varphi \cos \vartheta + \cos \varphi \sin \vartheta}{\rho_2 \sin \varphi (1 + \epsilon_\theta)} - \frac{1}{\rho_2}$$

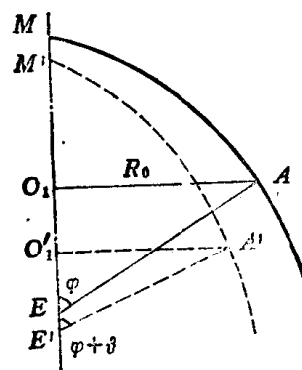


图 2-5