



DOI:10.12404/j.issn.1671-1815.2402803

引用格式:刘统亮,常户星,徐化奎,等.深海多工况下冲洗压力帽安全强度研究[J].科学与技术工程,2025,25(10):4093-4101.

Liu Tongliang, Chang Huxing, Xu Huakui, et al. Safe strength of flooding cap under multi-load in deepwater[J]. Science Technology and Engineering, 2025, 25(10): 4093-4101.

深海多工况下冲洗压力帽安全强度研究

刘统亮¹, 常户星¹, 徐化奎¹, 魏行超¹, 张晨², 冯定³

(1. 中海石油(中国)有限公司海南分公司,海口 570300; 2. 海南大学管理学院,海口 570100;
3. 长江大学机械工程学院,荆州 434023)

摘要 冲洗压力帽是海底管道预调试的关键性设备,其深海安装作业风险高、要求严,对结构强度的安全性能提出了更高的要求。冲洗压力帽除了在安装作业时承受载荷外,在试压过程中还需要封堵巨大的管道内压,其结构强度和承压能力直接影响到整个水下生产系统预调试的安全可靠性。以南海陵水海域 1 500 m 水深气田使用的冲洗压力帽为研究对象,基于挪威船级社(Det Norske Veritas, DNV)和挪威石油工业 NORSOK 相关标准,对冲洗压力帽和关键承压部件进行弹塑性有限元建模,分析不同工况条件下安全强度要求。结果表明:吊装工况下冲洗压力帽各部件最大 Von Mises 应力均小于许用应力,且高应力主要集中在螺栓连接处;在冲击工况下冲洗压力帽模拟下放满足其 0.5 m/s 的速度安装要求,整体结构强度满足相关标准要求;在打压测试工况下计算得到冲洗压力帽承压能力为 823 bar,南海陵水气田预调试作业时实测压力为 268 bar,远小于其承压能力,满足有限元计算结果。研究结果可为冲洗压力帽设计和现场应用提供理论基础和技术参考。

关键词 深海; 复杂载荷; 冲洗压力帽; 安全性能; 承压能力

中图分类号 TE952; **文献标志码** A

Safe Strength of Flooding Cap under Multi-load in Deepwater

LIU Tong-liang¹, CHANG Hu-xing¹, XU Hua-kui¹, WEI Xing-chao¹, ZHANG Chen², FENG Ding³

(1. CNOOC China Limited, Hainan Branch, Haikou 570300, China; 2. Management School, Hainan University, Haikou 570100, China;
3. School of Mechanical Engineering, Yangtze University, Jingzhou 434023, China)

[Abstract] The flooding cap is the key equipment for the pre-commissioning of subsea pipeline. Its deep sea installation operation has high risks and strict requirements, which puts forward higher requirements for the safety performance of structural strength. In addition to bearing loads during installation, the flooding cap also needs to block huge internal pressure in the pipeline during pressure test. Its structural strength and bearing capacity directly affect the safety and reliability of the whole subsea production system pre-commissioning. The flooding cap used in a 1 500 m deep gas field in the South China Sea Lingshui area was taken as the research object. Based on the relevant standards of DNV and NORSOK, elastoplastic finite element modeling of the flooding cap and key pressure components was carried out to analyze the safety strength requirements under different working conditions. The results show that the maximum Von Mises stress of each component of the flooding cap is less than the allowable stress under lifting conditions, and the high stress is mainly concentrated at the bolt connection. Under the impact condition, the flooding cap simulation can meet the installation speed requirement of 0.5 m/s, and the overall structural strength can meet the relevant standards. Under pressure testing conditions, the pressure capacity of the flooding cap is calculated to be 823 bar, and the measured pressure during the pre-commissioning operation of the Lingshui gas field in the South China Sea is 268 bar, which is far less than its pressure capacity, satisfying the finite element calculation results. The relevant research results can provide theoretical basis and technical reference for the design and field application of flooding cap.

[Keywords] deepwater; complex load; flooding cap; safety performance; pressure capacity

水下生产系统是深水油气田和海上边际油气田开发的重要模式之一^[1-3],在深海作业中,冲洗压力帽安装在水下结构物端的连接器上,为水下生产

系统的海管预调试提供注水接口和保压功能等,是水下连接系统的重要组成部分^[4]。冲洗压力帽作为水下连接器关键的一个硬件设备,除了作为枢纽

收稿日期:2024-04-17; 修订日期:2024-12-30

基金项目:工业和信息化部高技术船舶与科研项目(MC-202030-H04);国家发展和改革委员会项目(LSZX-2020-HN-05);国家发展和改革委员会科技攻关项目(CCL2020HNFN0183)

第一作者:刘统亮(1997—),男,汉族,江西九江人,硕士,工程师。研究方向:结构力学和海洋石油天然气开发技术。E-mail:liutl6@cnooc.com.cn。

将预调试所需的液体注入到海底管道内,还兼具水下设备的保压试压等功能。深水安装作业风险高、海洋环境复杂恶劣等一系列因素对冲洗压力帽的结构强度以及承压能力提出了更高的要求^[5]。

目前,中外众多学者针对连接器压力帽展开了相关研究,Pathak 等^[6]对应用于水下各类设备所使用的帽子进行介绍,并通过其内部结构和工作原理展示进行功能说明。Milford 等^[7]设计了一种 ROV (水下机器人)可操作的水下井口保护帽,同时重点介绍了其化学药剂的注入接口结构。李海广等^[8]使用风帽压力波动信号替代壁面压力信号,借助冷态鼓泡流化床实验装置,在不同风量下,采集布风板不同位置风帽入口静压波动信号,分析风帽整体压力信号的相关性问题。运飞宏等^[9]设计了一款适用于深海水平连接器的耐高压压力帽,通过试验样机进行安装实验以验证其结构和功能的完好性。韩小启等^[10]基于有限元计算对水平连接器压力帽本体金属件和非金属密封件进行性能验证,并通过静水压试验进行测试以证明其保压性能。蔡志杰等^[11]针对水下连接器试压帽双头螺栓结构,对该结构形式在安装和试压工况下的密封特性和等效拧紧力矩展开分析。

相关研究主要集中在压力帽的结构和功能方面,对冲洗压力帽在安装过程中的研究较少,尤其是压力帽的承压能力方面,鲜见相关研究报告。冲洗压力帽是海底管道预调试时的关键设备,除了承受深水安装作业载荷外,在试压过程中还需要承受较大的管道内压,其结构强度和承压能力直接影响到整个水下生产系统预调试的安全可靠性。因此,在前人研究的基础上,现以南海陵水海域 1 500 m 水深气田实际使用的冲洗压力帽为研究对象,对其深海载荷工况进行计算分析,并建立不同工况下的有限元分析模型,基于 DNV 和 ISO 相关标准进行结构强度校核计算,确保冲洗压力帽满足预调试作业要求;同时,根据 NORSOK-U-001 标准对冲洗压力

帽的承压能力进行分析,计算得到其在打压测试工况下的承压载荷能力。最后对冲洗压力帽实际海上安装以及在南海预调试时实测内压进行介绍,进一步验证其安装预调试的安全可靠性。

1 冲洗压力帽计算模型

1.1 冲洗压力帽概述

作为水下生产系统连接器的系统组件,冲洗压力帽一般由冲洗帽本体、导向结构、上顶板、吊点和毂等部件组成,其主要结构如图 1 所示。在水下工作时,冲洗压力帽套坐在连接器的公头毂座上,在海底安装时封堵连接器公头,其锁紧原理与常规卡箍连接器相似,通过三瓣式卡箍将冲洗压力帽盲毂、金属密封圈、连接器公头毂三者挤压在一起,并通过金属密封圈与上下毂的接触面发生塑性变形以达到密封效果^[12]。因其结构和连接器母头相似,同样可以对连接器的金属密封提供保护。在深水海底管道预调试时,处理过的海水通过冲洗压力帽再经由连接器公头注入海底管道中,待海管完成充水、清管和测径作业流程后,还可对整条海管进行试压工作,海底管道进行预调试时作业示意图如图 2 所示。

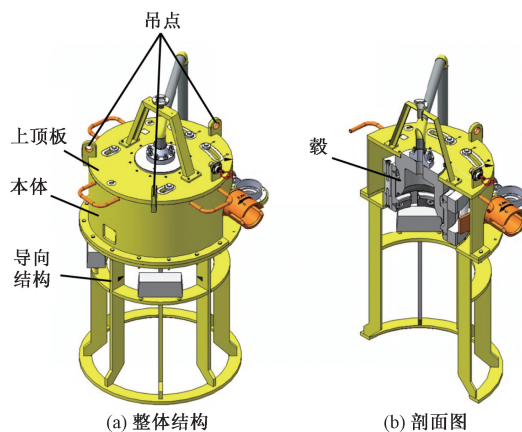


图 1 冲洗压力帽结构示意图

Fig. 1 Schematic of the flooding cap structure

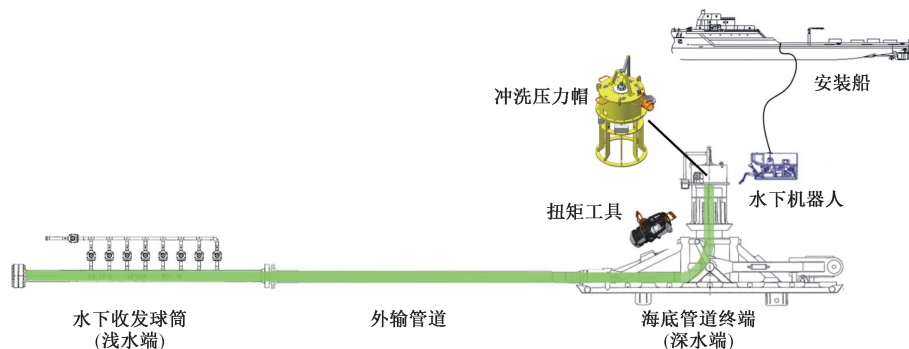


图 2 海底管道预调试作业示意图

Fig. 2 Schematic of subsea pipeline pre-commissioning operation

以南海陵水海域 1 500 m 水深气田实际使用的冲洗压力帽为研究对象,与垂直连接器连接后,适用于 18 in(1 in=2.54 cm)管径的冲洗与试压,其总重为 7.5×10^3 kg,冲洗压力帽的吊点轴对称分布在上顶板周边,吊点和上顶板之间的焊接采用全熔透

焊缝。冲洗压力帽本体、导向结构、吊耳和顶板等采用 EN10225 S355J2 ($40 < t < 63$) 钢,其中 t 为钢板厚度,内部毂为 ASTM A694 F65 合金钢,螺栓螺母材质为 A320 L7 合金钢。各部件材料物理特性参数如表 1 所示。

表 1 南海陵水气田冲洗压力帽各部件材料物理特性参数

Table 1 Material physical property parameters of the flooding cap in the Lingshui gas field of the South China Sea

部件	材料	杨氏模量/GPa	泊松比	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa
结构、顶板、吊耳	S355 钢($40 < t < 63$)	202.35	0.30	335	450
毂	F65(65K)合金钢	200.35	0.31	450	535
螺栓螺母	L7 合金钢	204.30	0.30	725	860

1.2 载荷工况分析

在冲洗压力帽安装时,需要进行吊装和水上下放操作,由于冲洗帽和水上结构物上的连接器公头进行对接时,易发生冲击碰撞,且对接完成后需利用冲洗压力帽进行注水和压力测试,因此除了考虑冲洗压力帽在吊装工况和冲击工况的强度性能,还需对冲洗压力帽在打压测试时的承压能力进行评估,分别对上述 3 个工况进行分析如下。

1.2.1 吊装工况

冲洗压力帽由标准的吊耳进行吊装,在仿真计算时,为保守起见,考虑其最大应急工况 10% 系数,为 8.2×10^3 kg,总重(maximum gross weight, MGW)约为 8.2 t。对于最大总重 8.2 t 吊装,设计载荷系数 D_f 计算公式为

$$D_f = 1.4 \text{ABSQRT}\left(\frac{50}{M}\right) \quad (1)$$

$$M = \min(\text{MGW}; 50) \quad (2)$$

式中: A 和 B 均为载荷系数;SQRT 为平方根;min 为最小值; M 为其重量计算取值,t。

在冲洗压力帽吊装阶段,根据 DNV-2.7-3 标准,8.2 t 毛重的吊耳吊装对应操作等级为 R60 级,对应载荷系数计算中 A 的取值为 0.8。对于海上吊装, B 取值为 1,计算可得设计载荷系数 D_f 为 3.375;对于水下吊装,设计载荷系数 D_f 取值 2.5。

对于冲洗压力帽的整体提升,根据 DNV 2.7-3 标准第 5.3 节的可知设计载荷 F 计算公式为

$$F = D_f \text{MGW}g \quad (3)$$

将 $D_f = 3.375$, $\text{MGW} = 8.2 \text{ T}$, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$,代入式(3)计算可得 $F = 2.7 \times 10^5 \text{ N}$,约为 27.7 t。螺栓按照欧标 3 进行计算,其预紧力为 A320 L7 材料 67% 的屈服。

1.2.2 冲击工况

冲洗压力帽在水下安装时以 0.5 m/s 的速度进行下放,在此安装过程中冲洗压力帽的导向结构可能与水下结构物上的水下连接器公头或者水下结

构主体发生撞击,因此,需对冲击载荷工况下的冲洗压力帽导向结构进行仿真计算。在计算分析过程中通过预加载 0.5 m/s 的速度进行隐式动态分析,并将相应的应力和许用应力进行比较。

1.2.3 打压测试工况

在打压测试阶段,基于弹塑性有限元模型,冲洗压力帽的承压能力根据 NORSOK-U-001 标准施加增量内压进行评估,初步施加内压为 23.5 MPa,测试压力为其 1.5 倍,等于 25.25 MPa,增量内压分别为 45、100、300 MPa,内压和载荷之间的计算公式为

$$L = P_i S \quad (4)$$

$$S = \frac{4\pi}{d^2} \quad (5)$$

式中: L 为施加的力,N; S 为面积, mm^2 ; P_i 为内压,MPa; d 为直径,mm。

1.3 评价指标

1) 吊装工况

根据 DNV 2.7-3 标准第 3.4.3 节可知,设计荷载下产生的 Von Mises 等效应力不能产生超过 0.85 倍的最小屈服强度(specified minimum yield strength, SMYS),其中 S_{MYS} 为室温下的最小屈服应力,MPa。吊耳和结构的许用应力计算公式为

$$\sigma_1 = 0.85 S_{\text{MYS}} = 0.85 \times 335 = 284.75 \text{ MPa} \quad (6)$$

螺栓许用应力计算公式为

$$\sigma_2 = 0.85 S_{\text{MYS}} = 0.85 \times 725 = 616.25 \text{ MPa} \quad (7)$$

在 DNV2.7-3 中并没有界定接触区域的许用应力,但根据 DNV2.7-1 的附录 D,在设计荷载下,吊耳与钩环孔处的最大集中应力应小于 2 倍的最小屈服应力。因此吊耳与钩环接触部位许用应力为

$$\sigma_3 = 2 S_{\text{MYS}} = 2 \times 335 = 670 \text{ MPa} \quad (8)$$

2) 冲击工况

冲击工况作为一种应急载荷情况,只可能发生在安装过程中。为了避免冲击过程中发生的塑性

变形,同样选用上述吊装工况下的许用应力作为冲击情况下的评价指标。吊耳和结构的许用应力计算公式为

$$[\sigma_1] = 0.85S_{MYS} = 0.85 \times 335 = 284.75 \text{ MPa} \quad (9)$$

螺栓许用应力计算公式为

$$[\sigma_2] = 0.85S_{MYS} = 0.85 \times 725 = 616.25 \text{ MPa} \quad (10)$$

3) 打压测试工况

根据 ISO 13628-7 标准中的第 D.2.4 和 D.2.5 节,在弹塑性分析中以设计载荷下的 1.5 倍附加安全(载荷)系数进行评估时,主应变大于 2% 将导致全局失效的载荷(全局标准);导致局部失效的载荷(局部标准)计算公式如下,等效塑性形变大于 10% 时产生局部失效^[13]。

$$\varepsilon_{peq} \leq \min \left[0.1; 0.5 \left(1 - \frac{\sigma_y}{\sigma_u} \right) \right] \quad (11)$$

式(11)中: ε_{peq} 为等效塑性应变; σ_y 为屈服强度, MPa; σ_u 为极限抗拉强度, MPa。

2 有限元模型建立

2.1 有限元建模

在吊装工况中,吊耳焊接在冲洗压力帽的上顶板,对于吊耳的计算,在吊耳和上顶板间考虑全熔透焊缝,首先对吊耳的适用性进行检验,在分析中对单只吊耳几何和钩环部分进行建模。吊耳的接触面为平滑过渡,在加载中可使应力分布更平滑以及避免边缘接触。为了使吊耳和钩环正确接触,还需要对吊耳和钩环的轮廓进行匹配,其有限元模型如图 3 所示。

在冲击工况中,对于冲洗压力帽的有限元建模,考虑上顶板、导向结构和螺栓的实体模型,毂、卡箍冲洗压力帽、本体和连接上顶板和毂体的 M16

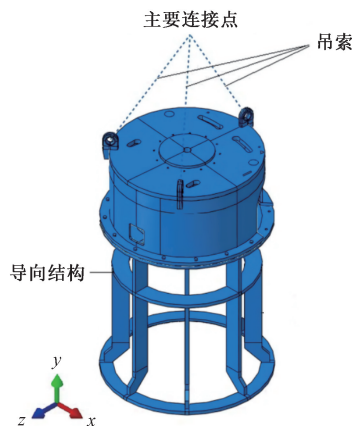


图 3 吊装工况下冲洗压力帽有限元模型
Fig. 3 Finite element model of flooding cap under lifting condition

螺栓模型为虚拟实心圆柱体模型。对这些圆柱体的尺寸进行调整,以匹配冲洗压力帽 8.2 t 的总质量(MGW)。除此之外,需添加一个刚体表面作为冲击对象,冲洗压力帽整体设置倾斜,以便与刚性表面进行点接触。其有限元模型如图 4 所示。

在打压测试工况中,只考虑相关的承压部件,即冲洗压力帽的壳体,对承压部件进行单独有限元建模,基于 ASME VIII 第二卷附录 3-D 相关材料曲线赋予其材料属性,其有限元模型如图 5 所示。

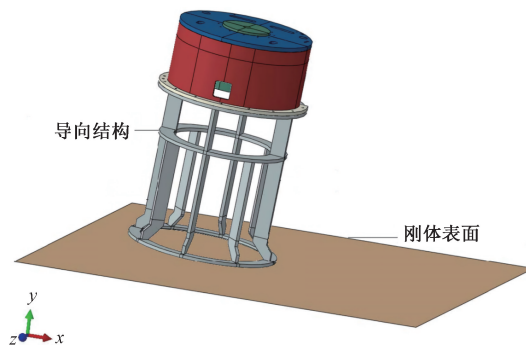


图 4 冲击工况下冲洗压力帽有限元模型
Fig. 4 Finite element model of flooding cap under impact condition

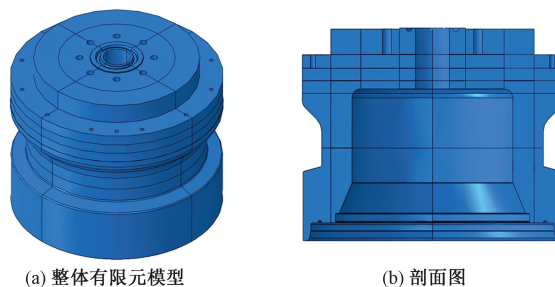


图 5 打压测试工况下冲洗压力帽有限元模型
Fig. 5 Finite element model of flooding cap under pressure testing condition

对上述有限元模型进行网格划分,冲洗压力帽整体使用能够消除剪切锁定的一阶缩减积分单元(C3D8R),并对接触区域、焊接区域和其他关键区域进行网格加密,其整体和各部件网格模型如图 6 所示,冲洗压力帽各工况下不同部件节点和单元数统计如表 2 所示。

2.2 边界条件

对于吊装工况下冲洗压力帽本体,考虑接触面之间有限滑动的标准面与面之间的相互作用;在吊耳孔的内表面和钩环之间的面与面之间考虑有限滑动的相互作用,同时,分析中使用了如“硬”接触压力闭合的正常行为和摩擦系数为 0.1 的切向行为等相互作用属性。

在螺栓、导向结构和冲洗压力帽本体之间建立

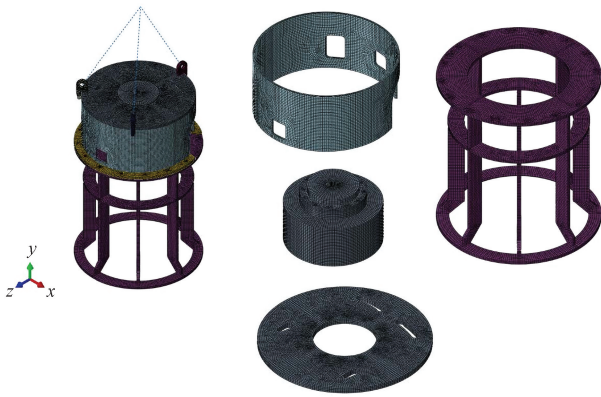


图6 不同工况下冲洗压力帽各部件有限元网格模型
Fig. 6 Finite element mesh model of each part of flooding cap under different working conditions

表2 不同工况下冲洗压力帽各部件网格节点和单元数
Table 2 Mesh details of each part of flooding cap under different working conditions

载荷工况	部件	单元类型	节点数	单元数
吊装工况	吊耳	C3D8R	89 536	81 284
	钩环	C3D8R	21 021	18 544
	上顶板	C3D8R	29 640	21 435
	上顶板本体	C3D8R	33 204	23 919
	总计		173 401	145 182
冲击工况	吊耳	C3D8R	268 608	243 852
	上顶板	C3D8R	29 640	21 435
	上顶板本体	C3D8R	33 204	23 919
	虚拟卡箍冲洗压力帽和毂	C3D8R	71 135	64 983
	法兰	C3D8R	10 032	6 666
	导向结构	C3D8R	61 608	42 264
打压测试工况	M20 螺栓	C3D8R	11 940	8 565
	M16 螺栓	C3D8R	6 804	4 800
	M20 螺母	C3D8R	5 400	6 000
	总计		498 371	422 484
	毂	C3D8R	222 009	201 946
总计		222 009	201 946	

了并列约束(tie constrain),同时在导向结构的螺栓和螺母之间也建立了并列约束。吊耳焊接到顶部盖板上,因此吊耳的底面与上顶板间也建立并列约束,同时,虚拟卡箍冲洗压力帽和毂本体与螺栓之间也为并列约束。除此之外,上部顶板与冲洗压力帽本体、冲洗压力帽本体与法兰之间均设置为并列约束,并在吊耳和吊耳内表面区域之间的参考点建立运动耦。

边界条件“假固定”应用于某些节点和装配区域,并仅在预紧步中激活,以使模型稳定,在后面的步骤中,这个边界条件被取消,其约束设置如图7所示。根据2.1节中的分析计算,在M24螺栓中施加A320 L7 材质67%的屈服强度的预紧力,即170 kN。对于海上吊装,设计载荷系数 $D_f = 3.375$,此时施加

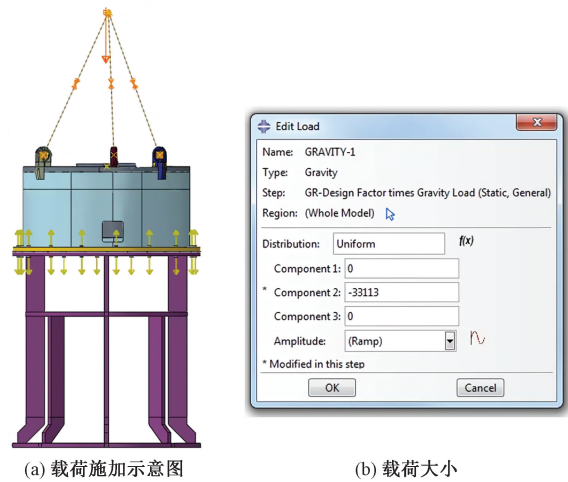


图7 吊装工况载荷施加
Fig. 7 Applied loads of lifting condition

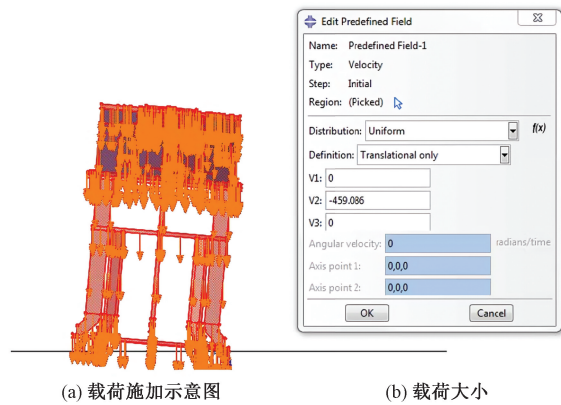


图8 冲击工况载荷施加
Fig. 8 Applied loads of impact condition

的力 F 为 X 反方向 33.1×10^5 N,其载荷施加如图7所示。对于水下吊装,设计载荷系数 D_f 取值2.5,计算得施加的力 F 为 X 反方向 271.5×10^5 N。

在冲击分析中,对刚性表面进行建模,并对其施加固定边界条件,在导向结构的底面和刚体表面之间考虑有限滑动的标准面与面之间的相互作用。

为了简化计算,忽略螺栓对整体的影响,在上顶板与冲洗压力帽本体、上顶板与虚拟毂本体、冲洗压力帽本体和法兰之间建立并列约束。

在载荷分析中,前0.1 s运用隐式动态分析,总重8.2 t,重力加速度 9.8 m/s^2 ,为了进行保守计算,考虑冲洗压力帽总成是倾斜的,因此在最低点有影响。在有限元模型中,刚体与装配体最低点之间的距离保持为2 mm。计算得到在有限元模型中应用的初速度为 -459.086 mm/s ,将其施加到整体装配模型上,如图8所示。

对于打压测试工况,在冲洗帽中心建立圆柱坐

标系,采用径向自由位移边界条件,如图9(a)所示。在本体的上表面中心处创建参考点 RP-3,并与螺栓孔面连接,耦合采用连续分布形式,其如图9(b)所示。

通过将持续增加的内部压力施加于冲洗帽本体的内表面,以确定冲洗压力帽的承压能力。此外,由于内部压力产生在冲洗帽体端部的力通过在顶部开口创建的远程点进行施加,帽体端部施加的载荷数值为压力与面积的乘积,如图10所示。

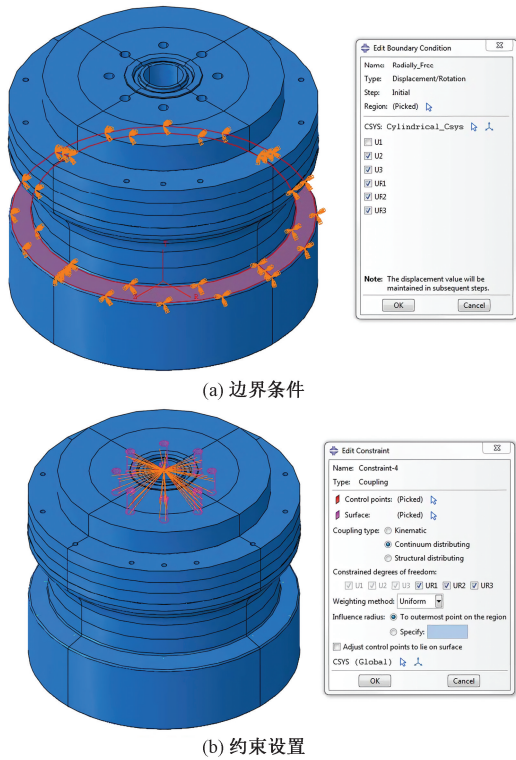


图9 打压测试工况边界条件设置

Fig. 9 Boundary setting of pressure testing condition

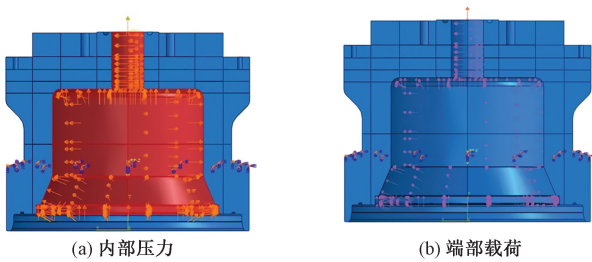


图10 打压测试工况载荷施加

Fig. 10 Applied loads of pressure testing condition

3 数值模拟结果分析

3.1 吊装工况

根据 DNV 2.7-3 规范,对于重量为 8.2 t 的吊索合力(resultant sling force)计算公式为

$$R_{SF} = \frac{1.2S_{KL}P_L F}{\cos\nu} \quad (12)$$

式(12)中: S_{KL} 为偏心载荷系数,值为 1.1; F 为设计载荷,由上文计算可知为 271.5×10^5 N; P_L 为设计载荷在吊耳的加载百分比,47.3%; ν 为吊索与垂直面直接的角度,25.3°。

由式(12)求解得 $R_{SF} = 187.5 \times 10^5$ N。在载荷时间步为 0.171 8 时,观察到 Von Mises 应力在允许范围内,吊耳上 Von Mises 应力分布云图如图 11 所示。此时在吊索方向上的反作用力为 199.0×10^5 N,这个反作用力大于所需的 R_{SF} 。

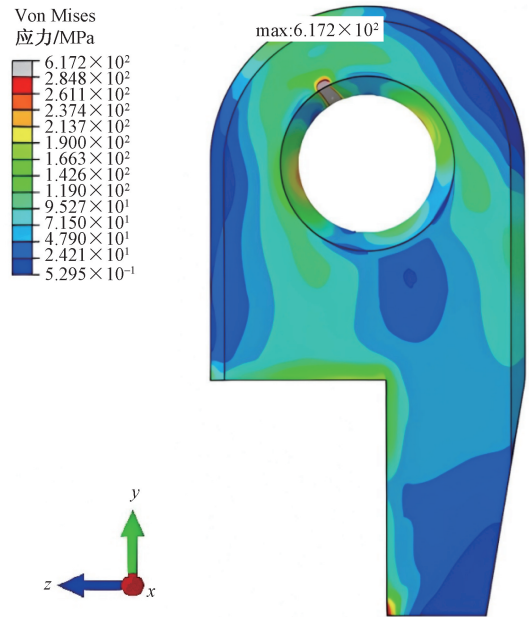


图11 载荷时间步 0.171 8 时吊耳 Von Mises 应力分布云图
Fig. 11 Von Mises stress plot of pad eye at time step 0.171 8

对吊耳上的 Von Mises 应力分布进行单独分析,由图 11 可知最大应力出现在吊耳和钩环之间的接触处,这些是接触应力主要是因为吊耳和钩环之间的线接触,吊耳接触区域的最大应力为 617.2 MPa,小于许用应力 670 MPa。

对吊耳外的其他区域,其整体应力分布如图 12(a)所示,由图可知,最大 Von Mises 应力为 490.7 MPa,出现在螺栓连接处,小于 1.3 节计算的螺栓许用应力 616.25 MPa。对设计载荷下其他各部件进行单独分析,导向结构和上顶板的应力分布云图分别如图 12(b)和图 12(c)所示,最大 Von Mises 应力分别为 203.9、81.7 MPa,均低于许用应力 284.75 MPa。

3.2 冲击工况

冲击工况作为一种应急载荷情况,只可能发生在安装过程中。为了避免冲击过程中发生的塑性变形,同样选用上述吊装工况下的许用应力作为冲击情况下的评价指标,在计算过程中冲击碰撞时吸收的内能与动能的关系曲线如图 13 所示。由图 13

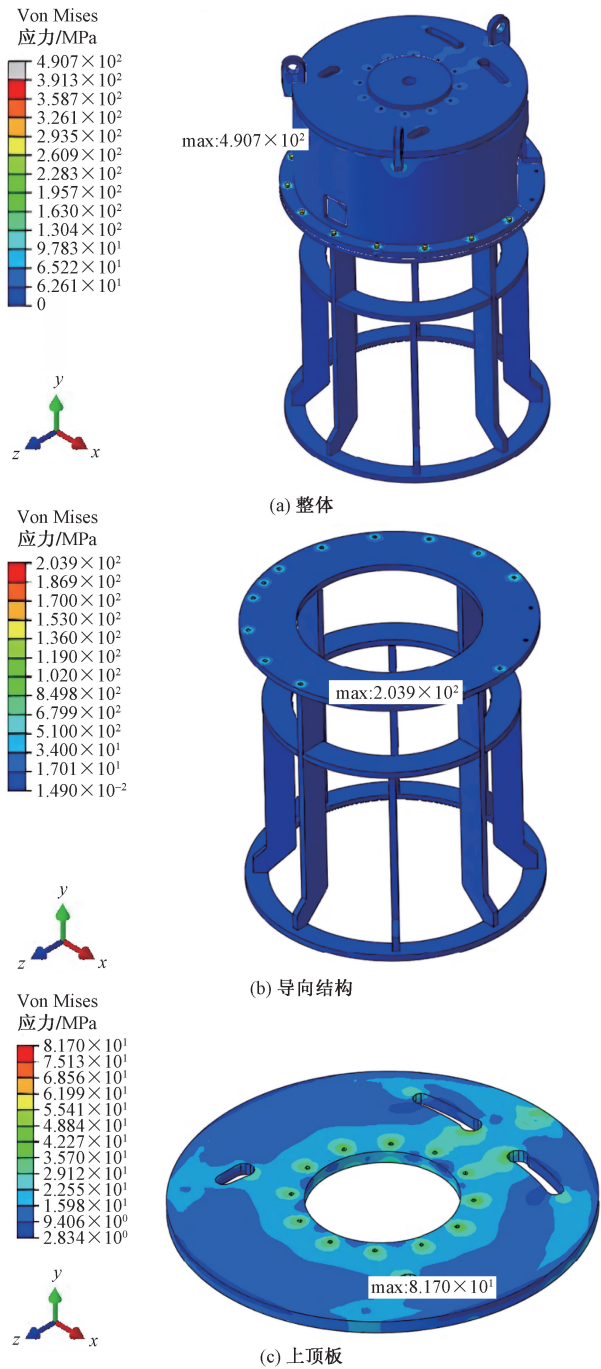


图 12 吊装工况冲洗压力帽 Von Mises 应力分布云图
 Fig. 12 Von Mises stress plot of flooding cap under lifting condition

可知,当载荷步时间为 0.023 82 时,吸收的内能最大,即 $7.3 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$,此时曲线开始下降。这是带有刚性表面的倾斜装配体的第一次冲击,在此时间步后,装配体在重力作用下旋转,并与刚性表面有充分的底面接触。载荷步时间为 0.023 82 时冲洗帽整体 Von Mises 应力分布如图 14 所示。由图 14 可知,其最大 Von Mises 应力为 284.1 MPa,刚好略小于许用应力 284.75 MPa,因此结构适用于安装速度 0.5 m/s 的安装。

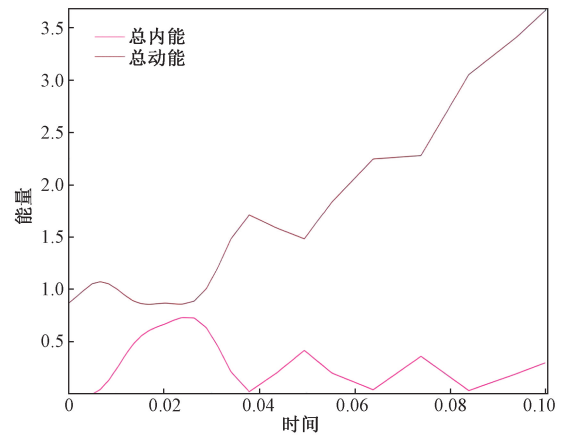


图 13 冲击碰撞时吸收的内能与动能的关系图
 Fig. 13 Graph of internal energy VS kinetic energy under impact condition

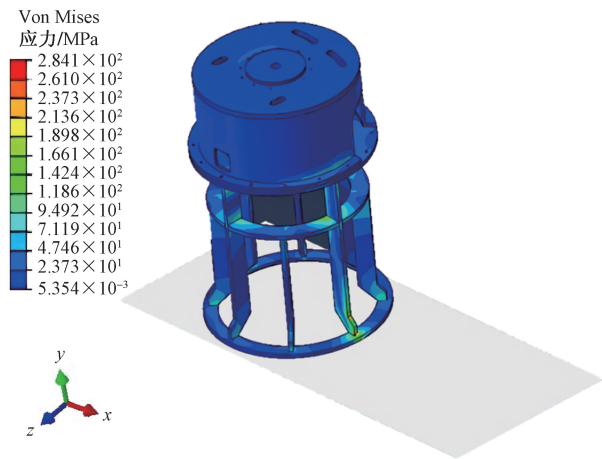


图 14 冲击工况下载荷步时间为 0.023 82 时整体 Von Mises 应力分布
 Fig. 14 Von Mises stress plot of flooding cap at time step 0.023 82 under impact condition

3.3 打压测试工况

在打压测试工况中,基于弹塑性有限元理论计算和 NORSOK-U-001 标准施加增量内压,根据 ISO 13628-7 标准,弹塑性分析中以设计载荷下的 1.5 倍附加安全(载荷)系数进行评估时,在 ABAQUS 中 Step1 设置为 100 MPa,Step2 设置为 300 MPa,此外,在冲洗压力帽承压能力进行评估时,还应满足其主要应变小于 2%,避免导致全局失效(全局标准),等效塑性应变小于 10%,避免导致局部失效(局部标准)。冲洗压力帽的承压部件的有限元计算结果如图 15 所示。

最大主应变和最大等效塑性应变分别为 1.18% 和 6.73%,分别小于对应全局标准下的 2% 和局部标准下的 10%,满足 ISO 评价指标。此时时间步为 0.114 3 s,对应施加的载荷为 122.86 MPa,根据 NORSOK U-001 标准 4.4 部分中的表 B.3,选

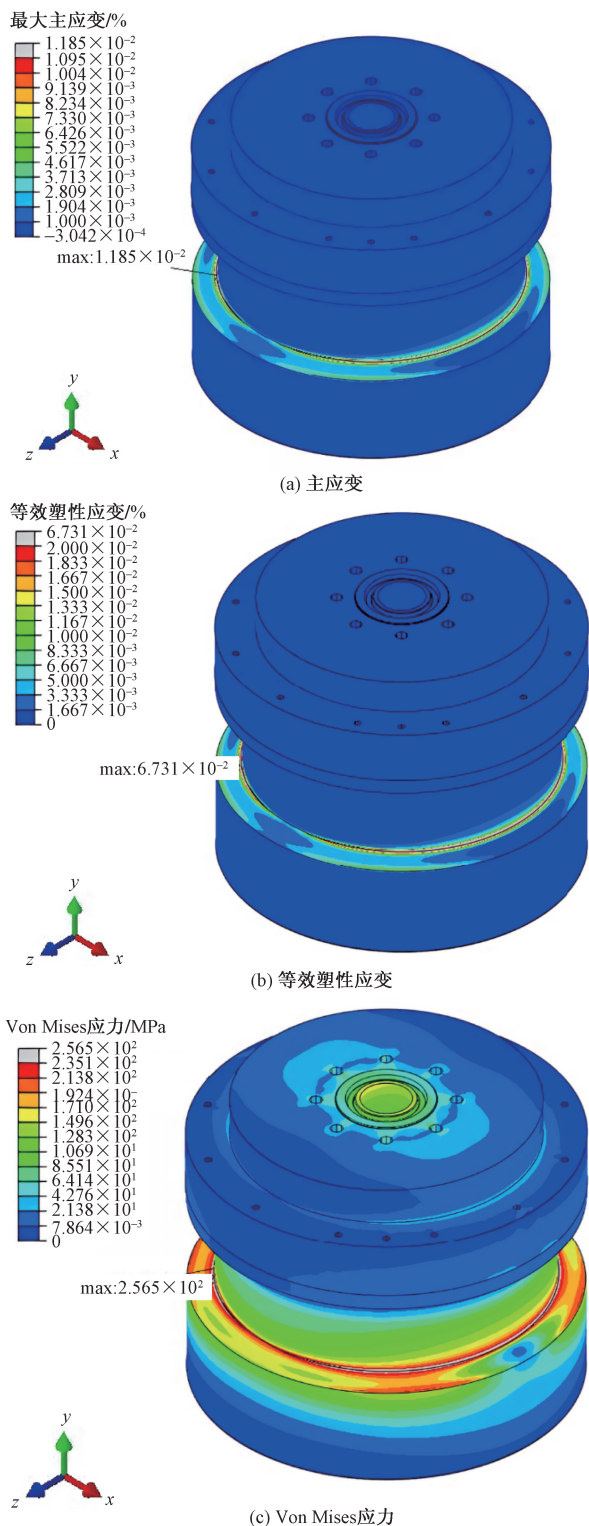


图 15 打压测试工况下冲洗压力帽毂应力云图

Fig. 15 Von Mises stress plot of flooding cap under pressure testing condition

用设计载荷系数为 0.67, 计算可得承压能力为 82.3 MPa, 即此冲洗压力帽的承压等级为 823 bar (1 bar = 10⁵ Pa)。此时最大 Von Mises 应力值为 256.5 MPa, 小于毂的许用应力 382.5 MPa, 满足要求。

4 应用实例

基于上述水下连接器冲洗压力帽数值模拟分析, 对南海陵水海域深水气田实际使用工况进行对比, 该气田水深 1 500 m, 海洋环境复杂多变, 作业环境恶劣。

海上施工作业时, 将该冲洗压力帽安装在管道终端 PLET 上, 整体下放至海底泥面上, 通过打压测试, 验证了该冲洗压力帽强度满足设计要求, 安全性能可靠, 得到了其承压能力。对冲洗压力帽进行水下安装和打压测试时, 实测压力为 268 bar, 远小于其承压能力 823 bar, 满足有限元分析结果。其海上施工作业和水下连接安全可靠(图 16), 为整个气田的顺利投产提供了有力的保障。



图 16 南海陵水气田冲洗压力帽现场安装情况

Fig. 16 Site installation of flooding cap in a gas field in South China Sea

5 结论

(1) 以南海陵水海域 1 500 m 水深气田使用的冲洗压力帽为研究对象, 基于 DNV 和 NORSOK 相关标准, 对冲洗压力帽和关键承压部件进行弹塑性有限元建模, 分析其不同工况条件下安全强度要求。

(2) 吊装工况下冲洗压力帽各部件最大 Von Mises 应力均小于许用应力, 且高应力主要集中在螺栓连接处; 在冲击工况下冲洗压力帽模拟下放满足其 0.5 m/s 的速度安装要求, 整体结构强度满足相关标准要求。

(3) 在打压测试工况下计算得到冲洗压力帽承压能力为 823 bar, 南海陵水气田预调试作业时实测

压力为 268 bar,远小于其承压能力,满足有限元计算结果。相关研究成果可为冲洗压力帽设计和现场应用提供理论基础和技术参考。

参 考 文 献

- [1] 谢彬,曾恒一. 我国海洋深水油气田开发工程技术研究进展[J]. 中国海上油气, 2021, 33(1): 166-176.
Xie Bin, Zeng Hengyi. Research advancement in offshore deepwater oil and gas development engineering technologies in China[J]. China Offshore Oil and Gas, 2021, 33(1): 166-176.
- [2] 刘统亮,刘孔忠,杜宇成,等. 深海安装工况下水下采油树鹅脖连接器安全性能分析[J]. 中国海上油气, 2022, 34(4): 242-252.
Liu Tongliang, Liu Kongzhong, Du Yucheng, et al. Safety performance analysis of subsea Christmas tree gooseneck connectors under installation conditions in deepwater[J]. China Offshore Oil and Gas, 2022, 34(4): 242-252.
- [3] 魏行超,刘统亮,刘伟杰,等. 多工况载荷作用下脐带缆终端承载能力计算研究[J]. 科学技术与工程, 2023, 23(8): 3260-3271.
Wei Xingchao, Liu Tongliang, Liu Weijie, et al. Research on structural capacity calculation of umbilical termination head under multi-load[J]. Science Technology and Engineering, 2023, 23(8): 3260-3271.
- [4] 戚晓宁,张玉勇,石磊,等. 大管径长距离深水海底管道预调试新技术[J]. 石油工程建设, 2019, 45(1): 31-34.
Qi Xiaoning, Zhang Yuyong, Shi Lei, et al. New pre-commissioning technique for large diameter and long distance deepwater subsea pipeline[J]. Petroleum Engineering Construction, 2019, 45(1): 31-34.
- [5] 刘孔忠,刘统亮,何恩,等. 深海多工况载荷作用下软管连接器结构强度分析[J]. 力学与实践, 2022, 44(5): 1055-1065.
Liu Kongzhong, Liu Tongliang, He En, et al. Structural strength analysis of flexible flowline connector under multi-load in deepwater[J]. Mechanics in Engineering, 2022, 44(5): 1055-1065.
- [6] Pathak P D, Li H J, Bogard J T. Cap system for subsea equipment: GB2521292[P]. 2020-02-26.
- [7] Milford L J, Landry G J. ROV-deployable subsea wellhead protector: US6615923[P]. 2003-09-09.
- [8] 李海广,郝小霖,陈伟鹏,等. 流化床风帽压力波动信号相关性实验研究[J]. 科学技术与工程, 2019, 19(28): 81-87.
Li Haiguang, Hao Xiaonao, Chen Weipeng, et al. Correlation experimental research on pressure fluctuation signal in wind cap of fluidized bed[J]. Science Technology and Engineering, 2019, 19(28): 81-87.
- [9] 运飞宏,钟朝廷,石磊,等. 卧式压力帽的力学分析及性能实验[C]//油气田勘探与开发国际会议论文集(中册). 西安:西安石油大学, 2021: 177-184.
Yun Feihong, Zhong Chaoting, Shi Lei, et al. Mechanical analysis and performance experimental of horizontal pressure cap[C]//International Field Exploration and Development Conference. Xi'an: Xi'an Shiyou University, 2021: 177-184.
- [10] 韩小启,张勇,魏柳兴,等. 深水水平连接器压力帽装置研制[J]. 石油矿场机械, 2019, 48(6): 68-72.
Han Xiaoqi, Zhang Yong, Wei Liuxing, et al. Development of pressure cap device for deep water horizontal connector[J]. Oil Field Equipment, 2019, 48(6): 68-72.
- [11] 蔡志杰,赵天奉,曹博,等. 水下连接器试压帽结构动态仿真及密封性分析[J]. 中国安全生产科学技术, 2019, 15(5): 85-91.
Cai Zhijie, Zhao Tianfeng, Cao Bo, et al. Dynamic simulation and sealing performance analysis on structure of pressure-testing cap in underwater connector[J]. Journal of Safety Science and Technology, 2019, 15(5): 85-91.
- [12] 赵三军,段梦兰,刘亚磊,等. 1 500 m 水深水平连接器压力帽结构及有限元分析[J]. 石油矿场机械, 2014, 43(4): 37-40.
Zhao Sanjun, Duan Menglan, Liu Yalei, et al. Design and analysis of pressure cap for horizontal connector[J]. Oil Field Equipment, 2014, 43(4): 37-40.
- [13] 刘统亮,孙巧雷,张红,等. 基于 API 极限工况下修井机井架强度计算研究[J]. 中国安全生产科学技术, 2019, 15(12): 66-71.
Liu Tongliang, Sun Qiaolei, Zhang Hong, et al. Study on strength calculation of workover rig derrick based on API extreme conditions[J]. Journal of Safety Science and Technology, 2019, 15(12): 66-71.