

文章编号: 1000-4750(2017)07-0249-08

导管架平台圆形管柱撞击力的估算方法研究

姜 超^{1,2}, 胡志强^{1,2}, 刘 昆³, 王 晋¹

(1. 上海交通大学海洋工程国家重点实验室, 上海 200240; 2. 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240;
3. 江苏科技大学船舶与海洋工程学院, 江苏, 镇江 212003)

摘 要: 导管架平台遭受船舶撞击的事故, 将造成严重的经济损失和环境污染。在结构设计中应当对平台圆形管柱结构的抗撞性能予以足够重视。在结构设计时, 通过解析计算方法预报圆形管柱结构的抗撞性能, 可以显著提高结构设计效率。在圆形管柱碰撞损伤机理研究的基础上, 考虑圆形管柱遭受撞击时的整体弯曲变形, 提出了一套预报圆形管柱抗撞性的解析计算方法; 利用该方法, 对圆形管柱结构遭受船舶侧向撞击场景下的管柱结构损伤、结构变形阻力, 开展解析计算分析和预报。研究中采用落锤撞击圆形管柱试验, 以及数值仿真方法, 验证该解析计算方法的准确性, 提高其在导管架平台结构设计中的适用性。

关键词: 导管架平台; 碰撞; 圆形管柱; 解析计算; 落锤试验; 数值仿真

中图分类号: P751 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2016.01.0027

A SIMPLIFIED ANALYTICAL METHOD FOR COLLISION RESISTANCE OF TUBULAR MEMBERS OF JACKET PLATFORM

JIANG Chao^{1,2}, HU Zhi-qiang^{1,2}, LIU Kun³, WANG Jin¹

(1. State Key Laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

3. School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, Jiangsu 212003, China)

Abstract: The collision between jacket platforms and bypassing ships may cause serious economic loss and environmental pollution. The anti-collision capability of the tubular steel members of jacket platforms is of great concern during structure design phase. By using the simplified analytical method to predict the anti-collision capability of tubular members, the efficiency of structure design can be significantly improved. In this paper, a simplified analytical method for the prediction of anti-collision capability of tubular members is proposed considering the global bending of tubular members subject to collision, based on the study of collision mechanism between tubular steel members and ships. Using this method, the structural deformation and resistance of the damaged tubular member can be calculated when the tubular steel members are subjected to accidental collisions. The method is verified by drop-weight test and numerical simulations, and is can be applied to the jacket platform structural design.

Key words: jacket platform; collision; tubular member; analytical method; drop-weight test; numerical simulation

收稿日期: 2016-01-09; 修改日期: 2016-05-17

基金项目: 国家自然科学基金项目(51239007)

通讯作者: 胡志强(1975—), 男, 上海人, 副教授, 博士, 主要从事船舶碰撞与搁浅研究(E-mail: zhqhu@sjtu.edu.cn).

作者简介: 姜 超(1989—), 男, 山东人, 硕士生, 主要从事导管架平台碰撞研究(E-mail: fierce_sjtu@sjtu.edu.cn);

刘 昆(1984—), 男, 江苏人, 讲师, 博士, 主要从事船舶与海洋工程碰撞/搁浅机理及新式耐撞结构设计研究(E-mail: liukunjiushiw@163.com);

王 晋(1975—), 男, 山东人, 讲席教授, 博士, 主要从事海洋深水平台结构设计和建造技术研究(E-mail: jinlgfc@yahoo.com).

近几十年来,导管架平台被广泛应用于海洋石油和天然气的开采中,导管架平台的结构抗撞性能在海洋工程界是一个重要的问题。随着世界航运业的发展,导管架平台遭受穿梭油轮、供应船等船舶撞击的可能性大大增加;碰撞是造成导管架平台结构损伤的主要威胁之一^[1]。结构破坏严重时会造成重大的人员伤亡、财产损失以及原油泄漏污染环境。导管架平台的圆形管柱一般易受过往船的侧向撞击,撞击方向与管柱的轴线方向大致垂直。所以,研究圆形管柱遭受侧向撞击时的结构响应,对提高导管架平台的结构抗撞性有重要的意义。

国内外学者对海洋结构物碰撞搁浅问题给予了足够的重视。Gupta 等^[2]和 Abdewi^[3]等研究了不同材料和尺寸的圆管在双向挤压下的变形特性,Niknejad 等^[4]研究了有填充的圆管在双向挤压下的变形特性,Cho 等^[5]通过模型试验和数值仿真技术,研究了管柱在低温条件下,受侧向线载荷的变形特性。Amdahl^[6]提出了圆形管柱在侧向面载荷作用下的变形模式及侧向撞击力的计算公式,Wierzbicki 和 Suh^[7-8]提出了圆管变形模式,提供了圆形管柱遭受侧向载荷撞击下的解析计算方法。Norman Jones 等^[9]利用试验方法,研究了圆形管柱在遭受高速撞击情况下的结构损伤。Firouzsalar 等^[10]研究了两端施加压力的圆形管柱遭受撞击时的结构变形机理。高振国等^[11-12]研究了强肋框构件承受面内载荷时的结构变形机理,还提出了一个适用于 FPSO 舷侧结构抗撞性分析的解析计算方法。于兆龙等^[13]研究了外底板上骨材在船舶搁浅于台型礁石场景下的结构损伤机理。曾佳等^[14]研究了搁浅场景中船底板撕裂变形机理。刘毅等^[15]研究了船舶搁浅于大型礁石上的等效板厚法。赵石峰等^[16]研究了深水港码头轻型导管架结构在船舶撞击下的疲劳分析。孙斌等^[17]进行了船底肋板在尖锐礁石搁浅场景下的受力分析研究。Hong^[18]总结了在研究海洋结构物的抗撞性能时,主要运用了 4 种研究方法,包括经验方法、试验方法、有限元数值仿真方法和解析计算方法。解析计算方法运用塑性力学原理,通过简化分析方法推导得到有关计算公式,准确度相对较高,计算量较少,很适合在结构设计阶段分析结构抗撞性时使用。试验方法和有限元数值仿真方法被证明是可信度较高的方法,可以用来验证解析计算方法的准确性。

本文基于 Wierzbicki、Suh^[7-8]和 Norman

Jones^[9]提出的圆形管柱遭受侧向撞击的变形模型,对变形模型进行了改良,提出一个适用于导管架平台圆形管柱抗撞性估算的解析计算方法。对此进行了落锤撞击圆形管柱的试验和数值仿真模拟计算,运用 LS-DYNA 程序得到撞击力-撞深曲线,对提出的解析计算方法的准确性进行了验证,证明了此方法在导管架平台抗撞性分析中的适用性。

1 圆形管柱抗撞性的解析计算

1.1 Wierzbicki、Suh 和 Norman Jones 提出的圆管变形模型

Wierzbicki 和 Suh^[7-8]提出的圆管变形模型认为,变形后的截面由三部分组成,即半径为 R_1 的圆弧段 s_1 , 半径为 R_2 的圆弧段 s_2 和直线段 s_3 。较大的半径 R_1 随着撞深的增大从初始半径 R 逐渐增大, R_2 则逐渐减小,见图 1。Wierzbicki 和 Suh^[7-8]运用塑性力学中的上限定理,并考虑碰撞过程中轴向的影响,得到碰撞力 P 与圆形管柱凹陷 δ 关系的表达式:

$$\frac{P}{M_0} = 16\sqrt{\frac{\pi}{3}} \sqrt{\left(\frac{D}{t}\right)\left(\frac{\delta}{R}\right)} \sqrt{1 - \frac{1}{4}\left(1 - \frac{N}{N_p}\right)^3}$$

式中: D 为圆管的初始直径; t 为圆管壁厚; M_0 为管柱的弯曲塑性弯矩, $M_0 = \frac{1}{4}\sigma_0 t^2$, σ_0 是流动应力;

$\sqrt{1 - \frac{1}{4}\left(1 - \frac{N}{N_p}\right)^3}$ 是轴向力的参数项, N 为圆管承受的轴向力, N_p 为圆管横截面所能承受最大塑性力。

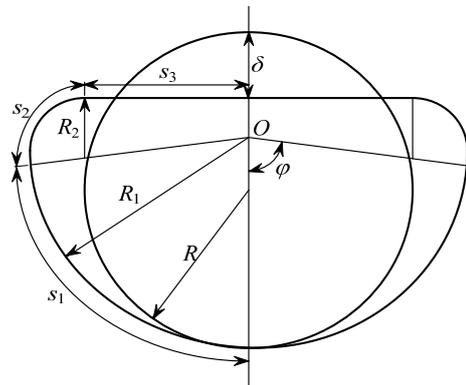


图 1 Wierzbicki 和 Suh^[7-8]圆管变形模型

Fig.1 Deformation model of tubular members proposed by Wierzbicki & Suh^[7-8]

该变形模型的不足:在考虑圆管受载荷撞击变形时,只考虑了局部凹陷,这与实际场景不符。从

模型试验和数值仿真中可以看出, 当外载荷侧向作用在管柱上时, 任何一个截面都会发生截面收缩变形的同时, 在载荷的作用方向上产生截面整体的位移, 即圆管发生整体弯曲, 这会在很大程度上影响到管柱的损伤变形、结构对于能量的耗散及碰撞力的计算。

Norman Jones^[9]的圆管变形模型指出, 碰撞物总的行程 λ 由两部分组成: 圆管的局部凹陷 δ 和整体弯曲位移 W , 其变形模型见图 2。

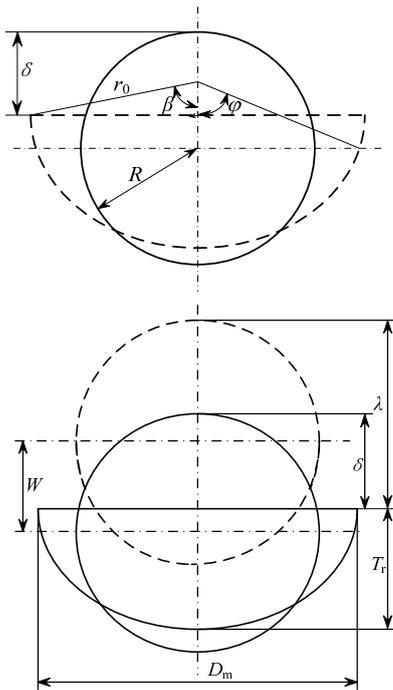


图 2 Norman Jones^[9]圆管变形模型

Fig.2 Deformation model of tubular members proposed by Norman Jones^[9]

其各项参数计算公式为:

$$r_0 = T_r \left\{ 1 + \left(\frac{D_m}{2T_r} \right)^2 \right\} / 2,$$

$$\varphi = \pi R / 2r_0, \quad \cos \beta = 1 - T_r / r_0,$$

$$\delta = R - r_0 (\cos \varphi - \cos \beta),$$

$$W = \lambda - \delta.$$

式中: T_r 是圆形管柱变形后横截面沿着撞击方向的长度; D_m 是圆形管柱变形后横截面的最大宽度。

Norman Jones^[9]的研究场景是圆管遭受高速撞击, 所以他的圆管变形模型只包括一段圆弧和直线。但本文的研究场景是导管架平台遭运输船撞击, 一般为低速撞击。Norman Jones^[9]模型中的直线假设, 是不适用于船舶撞击导管架平台场景的。

1.2 新圆形管柱变形模型的提出

本文根据上述两个模型提出了新的圆形管柱变形模型, 见图 3。

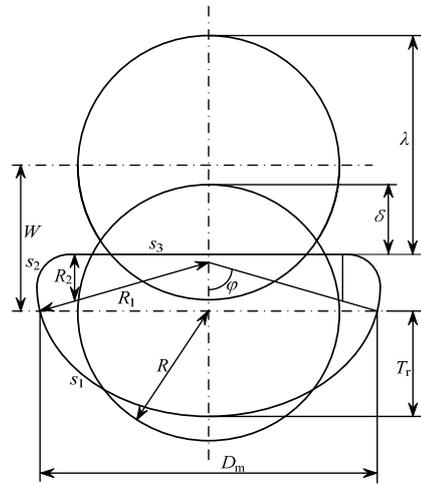


图 3 新的圆管变形模型

Fig.3 New deformation model of tubular members

由于本文的研究场景为低速撞击场景, 因此圆管在遭受侧向撞击后, 其变形截面仍然由半径为 R_1 的圆弧段 s_1 , 半径为 R_2 的圆弧段 s_2 和直线段 s_3 三部分组成, 这与 Wierzbicki 和 Suh^[7-8]的变形模型是相符的。与之不同的是圆形管柱除了发生局部凹陷 δ 外, 还发生了整体弯曲, 即截面的整体位移 W , 二者组成了碰撞物的行程 λ 。

其中, 有几何关系:

$$R_1 = T_r \left\{ 1 + \left(\frac{D_m}{2T_r} \right)^2 \right\} / 2$$

式中: T_r 为圆弧段 s_1 沿着撞击方向的长度; D_m 为圆弧段 s_1 的宽度的 2 倍。

由图 3 可以观察到, 随着撞深的增大, 当 T_r 趋近于 0 时, 圆弧段 s_2 和直线段 s_3 将于圆弧段 s_1 重合。因此, 有理由假设较长的半径 R_1 所对应的弧长占整个横截面周长的一半, 即 $R_1 \varphi = \pi R / 2$ 。由此, 可以计算出:

$$\varphi = \pi R / 2R_1$$

式中, φ 为圆弧段 s_1 所对应的圆心角。

在整个变形过程中, 圆管横截面的周长是不发生变化的, 可以得到:

$$s_1 + s_2 + s_3 = \pi R$$

式中: $s_1 = R_1 \varphi$; $s_2 = R_2 (\pi - \varphi)$; $s_3 = (R_1 - R_2) \sin \varphi$ 。由此, 我们可以得到 R_2 。

$$R_2 = \frac{\pi R - R_1 \varphi - R_1 \sin \varphi}{\pi - \varphi - \sin \varphi}$$

局部凹陷 $\delta = R - R_2(\cos \varphi + 1)$;

截面整体位移 $W = \lambda - \delta$ 。

至此，可以确定圆形管柱在遭受侧向撞击时截面的变形模型。

1.3 碰撞力的计算

根据 Wierzbicki 和 Suh^[7-8]的理论分析，圆形管柱内部能量耗散可以分为两部分：横截面方向(周向)能量耗散和轴向(纵向)能量耗散。圆形管柱可以看成由无数个不连接的圆环和不连接的梁组成，见图 4。

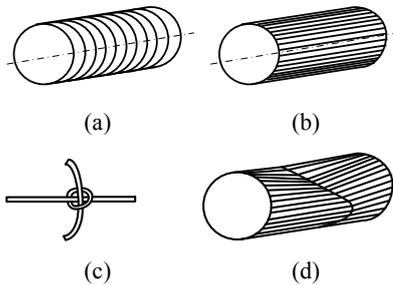


图 4 由圆环和梁组成的圆形管柱的计算模型

Fig.4 Computational model consisting of a system of rings and beams

根据能量守恒定律，在碰撞过程中外部能量和内部能量的变化率是相等的：

$$P\dot{\lambda} + 2M\dot{\theta}_0 + 2N\dot{u}_0 = \dot{E}_c + \dot{E}_g \quad (1)$$

式中等号左边部分为外部能量变化率，由三部分组成，即碰撞力 P 引起的能量变化率、圆形管柱端部的弯矩 M 引起的能量变化率及圆形管柱轴向力 N 引起的能量变化率，见图 5。等号右边部分为内部能量耗散率，其分为两部分：周向能量耗散率 \dot{E}_c 和纵向能量耗散率 \dot{E}_g 。

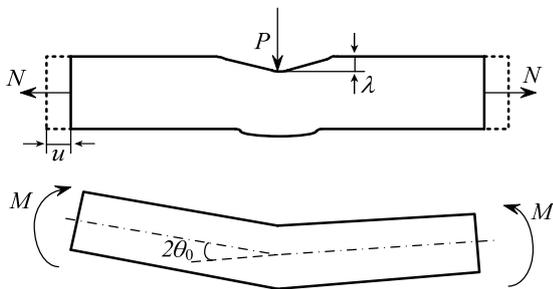


图 5 外部能量变化率

Fig.5 Components of external forces of the tube

本文研究的对象为两端刚性固定的圆形管柱，因此 $M\dot{\theta}_0 = 0$ ，根据横截面的变形模型来计算周向能量耗散率 \dot{E}_c ， \dot{E}_c 只与圆形管柱的局部凹陷 δ 有

关^[7]，与本文提出的新的变形模型并不冲突，因此 \dot{E}_c 的计算公式如下：

$$\dot{E}_c = 8M_0 \xi \dot{\delta} / R \quad (2)$$

式中， ξ 为圆形管柱变形区域长度的 1/2。

圆形管柱轴线方向上的总应变率分为两个部分：

$$\int_0^\xi \dot{\epsilon}_{xx} dx = \int_0^\xi (\dot{\epsilon}_1 + \dot{\epsilon}_2) dx \quad (3)$$

其中： $\dot{\epsilon}_1$ 是由于局部弯曲引起的； $\dot{\epsilon}_2$ 是由于圆形管柱整体的拉伸和压缩引起的，我们假设沿着圆形管柱轴线方向为 x 轴。为简化起见，将圆形管柱简化为两段刚性固定的梁，见图 6。

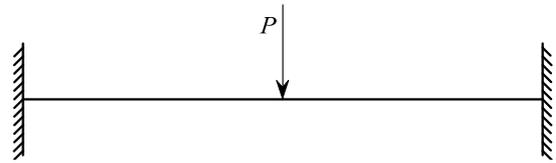


图 6 简化梁

Fig.6 The simplified beam

式(3)中各项表达式为：

$$\dot{\epsilon}_1 = \frac{1}{2} \frac{d\lambda}{dx} \frac{d\dot{\lambda}}{dx}, \quad \dot{\epsilon}_2 = \frac{d\dot{u}}{dx}$$

将 $\dot{\epsilon}_1$ 和 $\dot{\epsilon}_2$ 沿着圆形管柱轴线方向积分得：

$$\int_0^\xi \dot{\epsilon}_1 dx = \frac{\lambda_0 \dot{\lambda}_0}{\xi}, \quad \int_0^\xi \dot{\epsilon}_2 dx = \dot{u}_0$$

其中： λ_0 是每一个梁在中间位置的径向位移； \dot{u}_0 是 $x = \xi$ 处圆形管柱径向拉伸率或压缩率。

由此得到纵向能量耗散率 \dot{E}_g 为：

$$\dot{E}_g = 2N_0 \int_0^{2\pi R} \left(\frac{\lambda_0 \dot{\lambda}_0}{\xi} + \dot{u}_0 \right) ds \quad (4)$$

式中， N_0 为圆形管柱的弯曲塑性轴向力，其计算公式为 $N_0 = \sigma_0 t$ 。

从 Wierzbicki 和 Suh^[7]的文章中可以得到 $\frac{\lambda_0 \dot{\lambda}_0}{\xi}$

的近似表达形式：

$$\frac{\lambda_0 \dot{\lambda}_0}{\xi} = \frac{\lambda \dot{\lambda}}{\xi} \left(1 - \frac{\alpha}{\pi} \right)^2 \quad (5)$$

将式(5)代入式(4)中，并对式(4)积分得：

$$\dot{E}_g = 2N\dot{u}_0 + 4\pi N_0 R \lambda \dot{\lambda} / 3\xi \quad (6)$$

将式(2)、式(6)代入式(1)中，可得：

$$P\dot{\lambda} = 8M_0 \xi \dot{\delta} / R + 4\pi N_0 R \lambda \dot{\lambda} / 3\xi \quad (7)$$

将式(7)两边同除以 $\dot{\lambda}$ 可得撞击力 P 的计算公式：

$$P = 8M_0 \xi \dot{\delta} / R \dot{\lambda} + 4\pi N_0 R \lambda / 3\xi \quad (8)$$

对于 ξ 的计算, 根据塑性力学上限定理 $\partial P / \partial \xi = 0$, 可得:

$$\xi / R = \sqrt{2\pi\lambda\lambda' / 3t\delta} \quad (9)$$

2 模型试验研究

为验证本文提出解析计算方法的准确性, 进行了落锤撞击圆形管柱的试验, 试验地点为江苏科技大学结构力学实验室。

在撞击过程中, 通过高速摄像机捕捉撞头的位移, 得到其位移曲线。在数据处理软件中对位移曲线进行二次求导, 得到位移的加速度曲线, 由牛顿第二定律 $F = ma$, 得到撞头所受到的力。由于在撞头所受力中, 重力及其余的力与撞击力比较起来非常小, 可以忽略。因此可以将撞头所受到的力近似为撞击力, 进而得到撞击力-撞深曲线, 试验装置见图 7。



图 7 试验装置
Fig.7 Testing facility

2.1 圆形管柱材料及尺寸

试验用圆形管柱材料是 Q235 钢, 其材料属性如表 1 所示。

表 1 试验用圆形管柱材料属性
Table 1 Material properties of the tube used in test

材料	低碳钢
材料密度 ρ	7850 kg/m ³
弹性模量 E	2.1×10^{11} N/m ²
泊松比 ν	0.3
硬化模型 E_{tan}	0
屈服应力 σ_y	2.35×10^8 N/m ²
硬化参数 β	0
应变率参数 P	5
应变率参数 C	40.4

圆管尺寸: 管长 $L = 1600$ mm, 管柱直径 $D = 100$ mm, 管壁厚度 $t = 16$ mm, 将管柱两端焊接在 150 mm \times 150 mm 的板上加以固定, 满足圆管两端刚性固定的条件。见图 8。

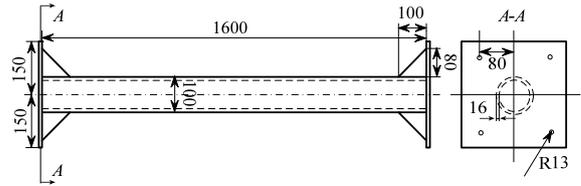


图 8 圆形管柱尺寸
Fig.8 Dimensions of the tubular member

2.2 楔形撞头尺寸

撞击物选用楔形装头, 其端部夹角为 45° , 质量为 1420 kg。其尺寸见图 9。

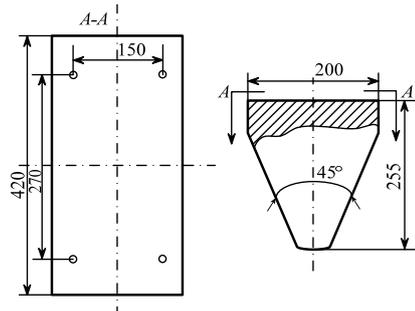


图 9 楔形撞头尺寸
Fig.9 Dimensions of the wedge-indenter

落锤距离圆形管柱的初始高度为 2 m, 试验开始后落锤在重力作用下做自由落体运动, 对圆形管柱造成撞击。

2.3 试验现象

从试验结果明显看出, 圆形管柱在遭受侧向载荷撞击时, 除了发生局部凹陷外, 还有整体的弯曲变形, 这验证了本文解析计算方法中提出的观点, 见图 10。经过数据处理, 得到关于圆形管柱在遭受侧向载荷撞击时撞击力与撞深的关系曲线, 并且与解析计算结果及数值仿真结果进行了对比, 见第 4 段解析计算结果的验证。



图 10 遭受撞击后的圆形管柱
Fig.10 The tubular member after collision

3 数值仿真研究

数值仿真计算利用非线性有限元软件 LS_DYNA 开展, 对本文通过解析计算方法得出的

圆形管柱结构变形阻力的解析计算结果进行验证。

3.1 数值模型的建立

本文针对解析计算方法和缩尺试验方法设计了 5 个碰撞场景。case1 中被撞击圆形管柱参照试验用圆管进行设计，case2 ~ case5 中被撞击圆形管柱针对实际导管架平台中使用的圆形管柱不同管柱长度、半径、壁厚进行设计，尺寸如表 2 所示。

表 2 case 2~ case 5 圆形管柱尺寸

Table 2 Dimensions of tubes in case 2~case 5

场景	管长 L/m	圆管半径 R/m	圆管壁厚 t/m
case1	1.6	0.05	0.016
case2	26.0	1.0	0.03
case3	26.0	1.0	0.05
case4	26.0	0.7	0.03
case5	20.0	1.0	0.03

在建立数值模型的过程中，充分考虑 LS_DYNA 软件的特点，将圆形管柱模型分成几段创建，碰撞区域用较小的单元划分，两端用较大的单元划分，这样既能保证计算的准确性，又能保证应力应变在数值模型中正常传递的前提下有效的减少计算时间，见图 11。不同尺寸的网格使用如图 12 所示的过渡单元连接。撞头参照试验用撞头进行设计建模，由于本文主要研究的是圆形管柱在遭受撞击时的结构变形和撞击力变化，为了方便研究起见，设置撞头为刚性体。



图 11 圆形管柱数值仿真模型

Fig.11 FEM model of tubular member



图 12 过渡区域单元

Fig.12 Elements in transitional zone

圆形管柱有限元模型材料采用理想弹塑性材料，弹性模量 $E=210\text{ GPa}$ ，密度 $\rho=7850.0\text{ kg/m}^3$ ，泊松比 $\nu=0.3$ ，圆形管柱模型采用普通钢材料，其屈服应力为 235 N/mm^2 。材料破裂失效准则取为当单元等效塑性应变 ε 达到最大塑性失效应变 0.35 时该单元失效。同时考虑到材料应变率对碰撞的影响，引入 Cowper-Symonds 材料应变率敏感性模型：

$$\sigma / \sigma_1 = 1 + (\dot{\varepsilon} / C)^{1/P}$$

式中： σ 是塑性应变率为 $\dot{\varepsilon}$ 时的动屈服应力； σ_1 是

相应的静屈服应力。 C 和 P 是应变率参数，这里取 $C=40.4$ ， $P=5$ 。

3.2 撞击场景

圆形管柱两端采用刚性固定，撞头与圆形管柱的动摩擦系数为 0.3 。固定撞头所有自由度的转动和另外两个自由度的平动，只保留其垂直于圆管轴线方向的运动，撞头的运动速度设定为 0.5 m/s ，沿着垂直于圆管轴线的方向撞击在圆管的中间位置。以 case1 为例，撞击场景见图 13。

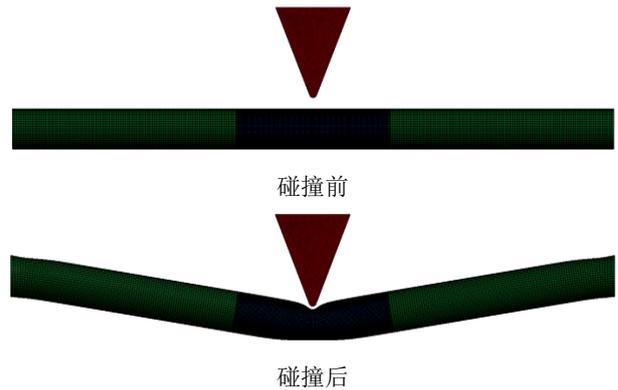


图 13 case1 撞击场景

Fig.13 Collision case1

4 解析计算结果的验证

4.1 case1 的对比分析

在 case1 碰撞场景中，通过试验得到的撞击力-撞深曲线、数值仿真得到的撞击力-撞深曲线、解析计算方法得到的撞击力-撞深曲线以及运用 Wierzbicki 和 Suh 方法得到的撞击力-撞深曲线如图 14 所示。

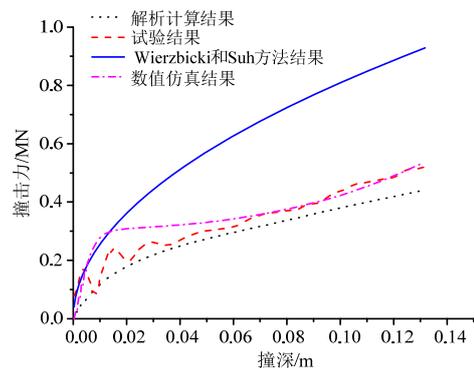


图 14 case1 撞击力-撞深曲线

Fig.14 Impact load-indentation curve of case1

从图 14 可以看出，解析计算方法得到的结果与试验得到的结果，及数值仿真计算得到的结果符合的良好，撞击力随撞深增大的变化趋势大体一致。在碰撞开始初期，试验得到的撞击力出现较大

波动,这是由于在碰撞初始阶段,圆形管柱发生的塑性变形较小,对管柱撞击力产生影响的主要是弹性变形,遭受撞头撞击的圆管在初始阶段会发生较大的弹性振动,撞击力发生相应的波动,而在解析计算方法和数值仿真计算中没有考虑弹性振动的影响,这在今后的研究中将继续开展。随着撞深的增加直到碰撞结束,试验得到的撞击力一直在发生微小的波动,而解析计算结果和数值模拟结果则不存在这种现象,笔者认为这也是弹性振动引起的,但是随着撞深的增加,圆形管柱的塑性变形变大,对管柱撞击力的影响变大,弹性振动带来的影响变小,因此撞击力波动变小。此外,在碰撞开始初期,解析计算方法得到的撞击力与其他两种方法得到的撞击力相比较小,存在较大偏差,在整个碰撞过程中,解析计算方法得到的撞击力结果相比其他两种方法得到的撞击力也要偏小。这是由于解析计算方法中忽略了梁两端结构在撞击过程中的变形;而试验中试件长度短,冲击过程对于端部构件影响比较显著;这部分结构在撞击过程中产生的结构变形,提高了整体变形阻力。试验和数值仿真均能反映端部结构的变形特性,但解析计算方法暂时无法考虑,因此产生一定的差别。管柱结构两端在撞击过程中的结构变形阻力和能量吸收影响,在今后的研究中开展。

从图 14 可以看出, Wierzbicki 和 Suh 方法得到的计算结果比试验结果和数值仿真结果偏大,而本文提出的解析计算方法结果与两个结果符合良好。这是因为 Wierzbicki 和 Suh 方法认为碰撞物的行程完全转化为圆形管柱的局部凹陷,管柱只发生塑性变形,这与实际碰撞情况是不符的。而本文提出的解析计算方法中,考虑了圆形管柱的局部凹陷和整体弯曲,二者组成碰撞物的行程。圆形管柱在发生塑性变形的同时,还发生弹性变形,从试验结果和数值仿真结果中可以看出,这种假设是与实际碰撞情况相符的。

4.2 case2~case5 的对比分析

在 case2~case5 碰撞场景中,针对导管架平台实际使用的圆形管柱进行模拟计算,目的是检验在圆形管柱的管长 L 、半径 R 、壁厚 t 发生变化时,本文提出的解析计算方法的可靠性。case2~case5 通过数值仿真计算得到的撞击力-撞深曲线、解析计算方法得到的撞击力-撞深曲线及 Wierzbicki 和 Suh 方法得到的撞击力-撞深曲线见图 15~图 18。

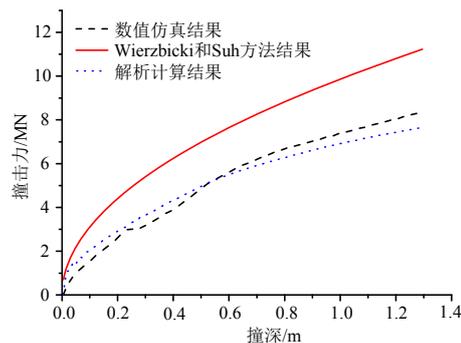


图 15 case2 撞击力-撞深曲线

Fig.15 Impact load-indentation curve of case2

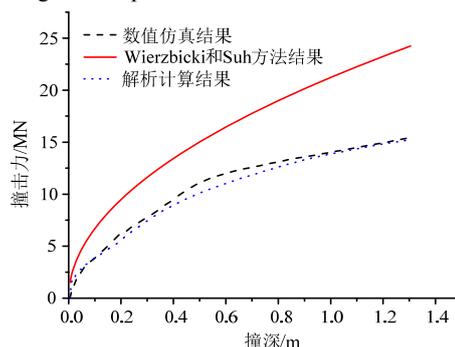


图 16 case3 撞击力-撞深曲线

Fig.16 Impact load-indentation curve of case3

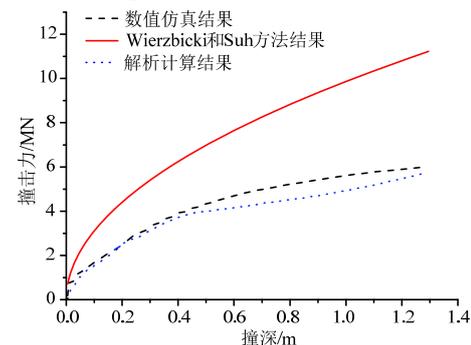


图 17 case4 撞击力-撞深曲线

Fig.17 Impact load-indentation curve of case4

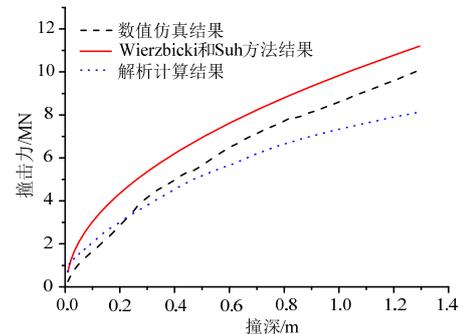


图 18 case5 撞击力-撞深曲线

Fig.18 Impact load-indentation curve of case5

case3 与 case2 相比壁厚不同, case4 与 case2 相比圆管半径不同, case5 与 case2 相比管长不同。从图 15~图 18 可以看出, case2~case5 中解析计算方法得到的结果与数值仿真计算得到的结果吻合较好。

因此针对圆形管柱不同的壁厚、半径、管长,本文提出的解析计算方法有较好的准确性。从 case2~case5 中同样可以观察到,与 Wierzbicki 和 Suh 方法得到的计算结果相比,本文提出的解析计算方法结果与试验结果和数值仿真结果符合得更为良好。

case2~case5 的比较结果比 case1 的比较结果理想,是因为这 4 个 case 中,构件尺度长,冲击过程未对端部结构产生明显的影响,因此能量吸收主要集中在撞击区域,从而解析结果与数值仿真结果吻合较好。

5 结论

通过以上的研究,可以得到以下结论:

(1) 本文提出一套适用于导管架平台圆形管柱抗撞性估算的解析计算方法,具备计算碰撞过程中结构变形阻力的功能,并且对该方法的准确性进行了试验验证和数值仿真计算验证。

(2) 当外载荷侧向作用在管柱上时,任何一个截面都会在发生截面收缩变形的同时,在载荷的作用方向上产生截面整体的位移,这种整体位移影响到管柱的变形阻力和能量耗散。

(3) 从计算结果的对比可以看出,在圆形管柱长度较长时,解析计算方法得到的结果较好,只有在圆形管柱较短时,才会出现较大的偏差。这是由于在解析计算方法中暂时无法考虑圆形管柱端部结构在撞击过程中的变形。圆形管柱端部撞击过程中的结构变形,将在今后的研究中开展。

参考文献:

- [1] Jin W, Song J, Gong S, et al. Evaluation of damage to offshore platform structures due to collision of large barge [J]. *Engineering Structures*, 2005, 27(9): 1317—1326.
- [2] Gupta N K, Sekhon G S, Gupta P K. Study of lateral compression of round metallic tubes [J]. *Thin-walled structures*, 2005, 43(6): 895—922.
- [3] Abdewi E F, Sulaiman S, Hamouda A M S, et al. Quasi-static axial and lateral crushing of radial corrugated composite tubes [J]. *Thin-Walled Structures*, 2008, 46(3): 320—332.
- [4] Niknejad A, Elahi S A, Liaghat G H. Experimental investigation on the lateral compression in the foam-filled circular tubes [J]. *Materials & Design*, 2012, 36(36): 24—34.
- [5] Cho S R, Seo B S, Cerik B C, et al. Experimental and numerical investigations on the collision between offshore wind turbine support structures and service vessels [J]. *Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures*, 2013: 281.
- [6] Amdahl J. Energy absorption in ship-platform impacts [R]. Division of Marine Structures, University of Trondheim, Report No. UR-83-34, Trondheim, Norway, September, 1983.
- [7] Wierzbicki T, Suh M S. Indentation of tubes under combined loading [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1988, 30(3): 229—248.
- [8] Wierzbicki T, Sinmao M V. A simplified model of Brazier effect in plastic bending of cylindrical tubes [J]. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 1997, 71(1): 19—28.
- [9] Jones N, Birch R S. Low-velocity impact of pressurised pipelines [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2010, 37(2): 207—219.
- [10] Firouzsalar S E, Showkati H. Behavior of pre-compressed tubes subjected to local loads [J]. *Ocean Engineering*, 2013, 65(65): 19—31.
- [11] 高振国, 胡志强. 船舶碰撞搁浅中强肋框承受面内载荷时变形机理研究[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(8): 55—60.
Gao Zhenguo, Hu Zhiqiang. Structural deformation mechanism analysis of web girders during ship collision and grounding accidents [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(8): 55—60. (in Chinese)
- [12] 高振国, 胡志强, 王革. FPSO 舷侧结构抗撞性能的解析计算研究[J]. *工程力学*, 2014, 31(增刊 1): 155—160.
Gao Zhenguo, Hu Zhiqiang, Wang Ge. A simplified analytical method for prediction of anti-collision capability of FPSO side structures [J]. *Engineering Mechanics*, 2014, 31(Suppl 1): 155—160. (in Chinese)
- [13] 于兆龙, 胡志强, 王革. 船舶搁浅于台型礁石场景下双层底外底板骨材变形机理研究[J]. *工程力学*, 2014, 31(9): 28—36.
Yu Zhaolong, Hu Zhiqiang, Wang Ge. Collapse mechanism analysis of stiffeners on the outer bottom plate in a shoal grounding accident [J]. *Engineering Mechanics*, 2014, 31(9): 28—36. (in Chinese)
- [14] 曾佳, 胡志强, 陈刚. 船底板被圆锥形礁石撕裂变形的机理研究[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(16): 66—72.
Zeng Jia, Hu Zhiqiang, Chen Gang. Analytical model of bottom plate torn by a cone-shape rock during ship grounding accident [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(16): 66—72. (in Chinese)
- [15] 刘毅, 王晋, 胡志强. 船舶搁浅于台型礁石中的等效板厚法研究[J]. *工程力学*, 2013, 30(8): 287—293.
Liu Yi, Wang Jin, Hu Zhiqiang. Investigation on smeared thickness method for ship grounding over obstacles with large contact surface and trapezoidal cross-section [J]. *Engineering Mechanics*, 2013, 30(8): 287—293. (in Chinese)
- [16] 赵石峰, 陈廷国, 易平, 赵雪峰. 深水港码头轻型导管架结构在船舶撞击下的疲劳分析[J]. *工程力学*, 2010, 27(8): 251—256.
Zhao Shifeng, Chen Tingguo, Yi Ping, Zhao Xuefeng. Fatigue analysis of jacket platform subjected to ship's impact in deepwater port [J]. *Engineering Mechanics*, 2010, 27(8): 251—256. (in Chinese)
- [17] 孙斌, 胡志强, 王晋. 船底肋板在尖锐礁石搁浅场景下的受力分析[J]. *工程力学*, 2016, 33(增刊): 266—269, 295.
Sun Bin, Hu Zhiqiang, Wang Jin. Force analysis of ship bottom floor in a rock grounding scenario [J]. *Engineering Mechanics*, 2016, 33(Suppl): 266—269, 295. (in Chinese)
- [18] Hong L. Simplified analysis and design of ships subjected to collision and grounding [D]. Trondheim, Norway: Norwegian University of Science and Technology, 2008: 12—17.