

离岸工程结构力学的若干问题

上海交通大学 陈铁云

随着石油钻探事业的发展, 离岸钻井平台的尺寸与复杂性也大大增加。因此在设计离岸钻井平台时, 提出了很多力学问题, 急待解决, 以使平台结构在预定的服务年代内能够经受所有遇到的载荷和变形, 并在正常运行下满足它的服务要求。平台结构设计一般分三个阶段进行, 即制订功能规划, 使平台满足一些特定的要求; 按不同设计方案预估经费, 最后以合理的安全系数进行结构分析。

离岸钻井平台处于大陆架部分, 受到各种环境载荷, 如波载、流载、风载。它们之间又相互影响, 同时又与环境相关。风载对浮动平台的稳定性是重要的, 而对深水固定平台, 风载仅占总环境载荷的5%。流载在某些情况下是重要的。在一些特殊区域, 还必须考虑地震、海啸、海底塌方与浮冰所产生的环境载荷。但总地讲, 环境载荷中的主要载荷是波浪载荷, 正确给出波浪动力载荷对设计制造经济实用可靠的离岸钻井平台, 是至关重要的。由于问题的复杂性, 数学、力学家们花了很大力气仍不能得出有效的结果。目前常见的 Morison 公式, 只适用于垂向细长柱体, 亦就是不影响流场的, 尺寸远较波长为小的结构物。因此当结构的尺寸足以影响流场时, 作用在结构物上的波浪动力载荷及一些实验系数, 尚待进一步研究。此外, 风和波谱之间的关系, 流与浪的联合作用, 土壤-结构的相互作用以及冰载荷的确定, 都需进行深入的理论与试验研究。

离岸固定式钻井钢结构平台大部分安装在水深小于100米的大陆架, 结构自振周期低于波浪周期。故它们的分析是拟静态的。结构静力分析的矩阵法(求结构各点的名义应力)是众所周知的, 无需在此多述。对于固定式平台, 只是在桩-泥土相互作用引起的非线性刚度特性, 要求用在海底作用的一组非线性弹簧来模拟, 同时用迭代法求解。

固定平台在浪、流、风的海洋动力载荷作用下的动力响应分析, 也是平台结构分析的一个重要内容。它一方面为结构疲劳设计提供依据, 另一方面分析波浪、波力、桩土刚度、阻尼等参数对结构响应的影响, 为改进结构设计提供依据。这些都是非确定性动力分析。由于载荷的随机性质, 可用随机方法, 并用分解振型方法来减少自由度。这要求用线性传递函数来消除在地基处的阻尼非线性所引起的土壤-结构-水的耦合作用的非线性。若采用确定性方法与直接积分求解运动方程, 问题的困难在于大量的自由度, 故需用振型分析与聚缩技巧(condensation), 同时用统计形式解释载荷随机性质。不管采用什么方法, 总存在两种非确定性的领域。一个是动力系统的模拟, 一个是载荷的特性。随机分析与确定性方法都已得到发展, 但未得到广泛应用。总之, 分析方法已经有了, 但仍缺乏经验。

由于平台结构分析中有很多因素是随机的,因此结构的强度是一个统计量而不是一个确定量。产生这统计量的因素是材料的强度(σ_y)与弹性模数的随机性,制造过程引起的结构工件的几何形状(几何初始缺陷)的随机性,环境条件与运行中载荷的不确定性,实际结构的分析模型,计算的精度,制造工艺的质量(残余应力),腐蚀引起强度的减弱等等。因此平台结构的强度是一个概率强度,由此提出了结构的可靠性问题。

在近代平台结构设计中常涉及一些极限状态。对于钢结构,一般分成四类极限状态:

1. 最大极限状态(ULS)。它指结构的最大承载能力。其内容是使结构变成塑性机构的极限载荷与使结构丧失稳定性的临界载荷。
2. 疲劳极限状态(FLS)。它指在重复载荷作用下的破坏。
3. 扩展破坏极限状态(PLS)。这指结构临界断面或出现过大大变形后的扩展破坏。
4. 运行极限状态(SLS)。这与控制正常运行与耐久性的准则有关。

以下结合此四类状态对离岸结构力学的几个问题作简要的评述。

一、管状接头的静强度分析

管状接头是离岸平台结构中不可缺少的组成部分,它的设计在离岸结构设计中难度很高。管状接头的静强度又分接头的极限强度与应力集中问题。

1. 管状接头的极限载荷与冲剪应力

管状接头通常承受两种载荷,即支管受压和受拉的状态,如图1所示。

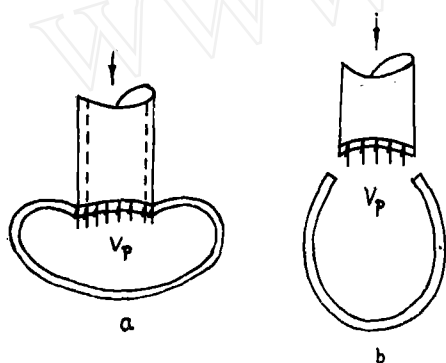


图 1

当支管受压时(图1(a)),弦管在交界线处曲率变化很大,因此接头的极限状态表现在弦管出现塑性铰或弦管失稳。究竟以何种破坏形式出现,则与弦管的厚度与直径的比值(T/D)有关。根据理论分析^[1]与实验研究,T型接头在受压状态下的极限载荷为

$$P_{uc}^T = 7.5\beta\sqrt{\gamma T^2\sigma_y} \quad (1)$$

式中 β, γ 由实验确定。

当支管受拉时(图1(b)),接头的极限状态表现在弦管出现塑性铰,或弦管中剪应力超过材料的剪切强度。在文献^[1]中,接头在

支管受拉状态下,极限载荷为

$$P_u^T = (2.3 + 6\beta)\sqrt{\gamma T^2\sigma_y} \quad (2)$$

对于Y型接头,其极限强度通常借用T型接头的公式,即

$$P_{uc}^Y = \frac{P_{uc}^T}{\sin\varphi} = \frac{7.5\beta\sqrt{\gamma T^2\sigma_y}}{\sin\varphi} \quad (3)$$

$$P_{ut}^Y = \frac{P_{ut}^T}{\sin\varphi} = \frac{(2.3 + 6\beta)\sqrt{\gamma T^2\sigma_y}}{\sin\varphi} \quad (4)$$

式中 φ 为支管中心线与弦管中心线之间的夹角。

试验结果表明,式(4)计算结果偏小,应该作一些修正。

根据 Y 型接头极限强度准则及 K 型接头的大量试验结果,可以得到 K 型管状接头极限强度公式。由于模型试验结果不能完全引伸于实际结构,并且试验数据的分散性颇大,因此从试验结果所归纳的公式,不可能十分准确地作为定量依据。

管状接头静强度的另一个准则为冲剪应力。它是支管与弦管交贯线上的平均剪应力。对简单的 T 型接头,当支管受轴向拉(压)力时,冲剪应力为

$$V_p = P/(\pi dT) \quad (5)$$

对于 Y, K 型接头,

$$V_p \approx P \sin \varphi / (\pi dT) \quad (6)$$

如果考虑到交贯线的非圆形,并且支管除受到轴力作用外,还受到弯矩作用,则文献[4—6]中提出

$$V_p = \frac{t}{T} \left(\frac{P}{\pi d t} \frac{\sin \varphi}{K_a} + \sqrt{\frac{f_{b_y}^2 + f_{b_z}^2}{K_b}} \right) \quad (7)$$

式中

$$K_a = \frac{1 + \sin \varphi}{2 \sin \varphi}, \quad K_b = \frac{1 + 3 \sin \varphi}{4 \sin^2 \varphi}, \quad f_{b_y} = \frac{M_y}{I_o} \frac{d}{2}, \quad f_{b_z} = \frac{M_z}{I_o} \frac{d}{z}$$

I_o 为支管断面的惯性矩。

2. 应力集中系数 由管状构件组成的结构,常常在连接处发生破坏。这些地方常常是高度应力集中区域,应力分布颇为复杂。一般有三种应力:名义应力,即接头处对外载荷的反应;几何应力,它由保持支管与弦管在交贯线上的变形连续条件而引起;由于接头处焊缝的不连续性引起的应力。最大应力通常发生在支管与弦管相交处的最低点,称之为“热点”(hot spot)。热点处的最大应力 σ_{max} 与管在外力作用下的名义应力之比,定义为管状接头的应力集中系数

$$SCF = \sigma_{max} / \sigma_n \quad (8)$$

式中 σ_{max} 可能是弦管的最大周向应力,亦可能是支管的轴向最大应力。这些高应力将引起脆性断裂或疲劳断裂。因此近 20 年来,管状接头的应力集中问题广泛地被人们所研究。目前,研究管状接头应力分布方法,主要有算法与实验法。在这两方面,前人已做了不少有价值的工作。算法主要包括解析法、经验公式法与有限元法。实验法包括钢模电测法、塑模电测法与光弹性法。

至今为止,所有的解析法^[7-10]仅能计算弦管的应力集中系数和应力分布,并仅限于 T 型接头。支管和弦管间的载荷传递,都是建立在一些假设和经验的基础上,因而可靠性较差。

用有限元法计算管状接头应力分布,早在 70 年代初期,加州大学 Berkeley 分校土木系就提出了专用程序^[11]。Marshall^[12]提出用三维等参元来探讨这个问题。Bakhrabah 与 Schnobrich^[13]提出用减缩积分型壳元(Reduced integration shell type elements)求解这个问题。印度 Shiyeker^[17]用有限元法计算轴向载荷与平面力矩作用下 Y 型加肋管状接头的应力分布。目前所有的一些大型通用结构程序,如 SAP 5 等都可用来计算管状接头的应力分布。用有限元法计算管状接头的应力分布是有效的,但计算量大,成本高,人工准备工作量较大。

在一些实验数据和有限元计算的基础上,Reber^[14], Visser^[15], Kuang^[16], L. A. Beale, A. A. Toprac 等都提出各种管状接头在支管受轴向载荷和弯矩载荷下的应力集中系

数经验公式。其中以 Kuang 的公式应用较为广泛。但由于实验数据的不足和计算工作中的困难, 这些公式相差较大, 局限性明显, 有待于在实践中进一步完善。

本文作者等^[18]提出了一个新的解析解法。由于交贯线是一条空间曲线, 该处相容条件很难得到满足。因此, 我们根据有限元离散化思想, 把交贯线离散为有限个节点。同时, 支管和弦管仍分别被视作整体, 应用 Goldenveiser 的弹性薄壳方程, 并将位移、内力及外载荷都展开为双三角级数, 由节点的位移连续条件解出载荷传递系数, 从而求出接头的应力场。通过实例计算与实验研究, 认为此法可用于各种型式简单接头的支管与弦管的应力场计算, 从而既克服了有限元法计算费用高的缺点, 又克服了过去解析法中载荷传递的近似性, 解决了过去解析法中尚未解决的支管应力分析。

在实验法方面, 较多用的是钢模试验。其优点是可以直接模拟实际管状接头, 实验过程也较简单, 影响实验结果的中间因素较少, 所测得的应力较准确。但它的缺点, 是难以直接测量热点(焊趾)处的应力, 只有用与热点邻近的应变片的应变值外插而得热点应力。光弹性法^[19]克服了这一缺点, 用三维冻结法求得接头处任意点的应力, 并可模拟焊缝。上海交通大学船舶与海洋工程结构力学研究室, 对管状接头的钢模试件和光弹性试件进行了一些试验^[20-25]。试验结果与按文献[18]及 SAF5^[26]计算的结果都比较接近。文献[27]总结了这些理论与实验结果。除上述模型外, 还有有机玻璃模型(Acrylic model), 其优点是制造方便, 并由于它的低弹性模量, 只需小载荷就可得到可度量的应变值, 并可模拟焊缝。缺点是材料有蠕变现象, 并且也难以直接测得热点应力。

由于圆管间的连接工艺较矩形断面管连接工艺复杂, 并且截面惯性矩较小, 因而引起的耐弯矩的能力也较差。于是, 近年来对矩形断面接头强度的研究也引起了兴趣^[28, 29]。

在管状接头疲劳分析中, 热点应变常处于塑性阶段, 因而, 管状接头的弹塑性分析也是很有意义的。Yoshida 等^[30]曾用弹塑性有限元计算了 T 型管状接头的应力分布。但是由于计算费用的高昂和实验上的困难, 这方面的文献尚不多见。

在管状接头的强度分析中, 首先应分析接头的破坏形式和承载方式。然后, 根据上述的三个静力准则, 即极限载荷、冲剪应力和应力集中系数, 选择最危险的一种准则。

二、管状接头的疲劳分析

从以上分析可见, 交贯线上的热点是平台结构的薄弱环节。该处不仅有较大的应力集中现象, 而且对交变载荷的承载能力也低。在不少实际钻井平台中, 破坏往往是由于管状接头承受海洋中交变波浪载荷引起的疲劳破坏。随着向深水地区与海况严重的地区建造平台, 结构柔度增大, 采用高强度钢, 疲劳强度问题在管状接头设计中亦突出出来。由于结构的疲劳破坏与结构的全部交变受载历程、海况、焊接、结构的动力效应等方面都有关系, 这就涉及波浪环境、水动力分析、结构总体分析、接头局部应力分析、疲劳损伤的计算等。

在结构疲劳分析中, 目前应用断裂力学理论来估计疲劳寿命已日益普遍。但对于管状接头来说, 仍处于探索阶段^[30a]。虽然也有规范提出用断裂力学方法来判断接头疲劳强度的有关条文, 但大多数规范仍采用 S-N 曲线以及 Miner 疲劳积累规则, 即

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} \quad (9)$$

式中 n_i 为相应于给定应力范围时的实际循环次数； N_i 为相应于应力范围的由 S-N 曲线所规定的允许循环次数； D 为结构疲劳积累损伤程度，其值在 0—1 之间，若以 1 年来计算损伤指数 D ，则 $1/D$ 表示以年计的疲劳寿命。

目前在钻井平台强度分析中广泛使用的 S-N 曲线是美国焊接协会 (AWS) 提供的，并为美国石油学会 (API) 推荐采用。在 S-N 曲线中，有适用于接头的热点应力校核、冲剪应力校核和支管的名义应力校核等曲线。

管状接头疲劳分析的主要内容为：热点应力与海浪波幅的关系，求每个应力幅或应变幅下的载荷循环，将应力幅-载荷循环数据代入破坏准则来确定疲劳寿命。

管状接头的疲劳寿命的估算法有谱分析法^[31]，就是根据海况确定结构分析用的离散海况组（即波浪分布图），对每一海况组用波高及周期，或用相当的波谱来表达。然后对结构进行总体分析，求出相应于海况的构件的应力谱。另外有离散波分析法，又称确定性方法，此法按每一海况组对结构作确定性分析。还有断裂力学方法。前两种方法都利用合适的 S-N 曲线计算疲劳积累损伤，从而预估疲劳寿命。

由此可见，一个完整的结构疲劳分析，所包括的内容相当广泛。Dutta 等^[33] 最近在第 2 届国际离岸力学与极区工程学术讨论会上宣读的论文“近海钻井平台管状接头的疲劳试验与设计”中，讨论了管状接头的几何形状（T, Y, K, KT 搭接与非搭接），弦管和支管的直径比，厚度，焊接后热处理（残余应力），材料缺陷，海水介质，节点加强因素对接头疲劳强度的综合影响。近年来，英国^[34]、西德^[35]、法国、荷兰、挪威、日本、美国等国都对管状接头的疲劳进行了大量的试验研究，提出了考虑管状接头应力集中的一个设计方法及相应疲劳曲线。由于实际尺度管状接头的试验很复杂，代价很高，因此许多因素，例如应力比（ $\sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ ）、海水腐蚀介质^[36,37]、应力谱、阴极防护、焊缝修整措施等对于疲劳寿命的影响，还需要通过大量平板试件进行试验，弄清其影响与基本规律。焊缝几何形状、复杂管状接头型式、焊缝未焊透以及灌浆加强管状接头等方面对疲劳强度的影响，尚待进一步研究。

三、平台结构的屈曲破坏

结构最大极限状态 (ULS) 的内容，包括了使结构丧失稳定性的临界载荷。

结构按失稳现象分成第一类失稳，又称完整结构的分枝点失稳（经典失稳）与第二类失稳^[39]。第二类失稳是由于结构中某些点的应力已超过弹性极限，继续增加载荷，将在某一极限载荷时不能继续承受载荷，此时结构已耗尽了继续抵抗外载荷的能力。第二类失稳的临界值一般低于第一类失稳的临界值。在现实结构中，初始缺陷是不可避免的，因此结构的实际失稳形式应是第二类失稳。但确定第二类失稳的临界载荷的计算比较复杂，因此一般都以第一类临界失稳的临界载荷为准则。

离岸结构中很多构件都是加筋与未加筋的柱壳。它们在轴压、弯矩、扭矩、剪切、侧向外压作用下，有着各种不同形式的失稳，如：包括纵向肋条之间与环肋之间的壳板失稳，含有纵向肋条的壳板失稳（环肋保持原状）的局部失稳，纵向肋条、环向肋条与壳板一起失稳的总失稳，薄壳如压杆一样失稳的整体失稳与肋条失稳（肋条的扭转失稳或肋条复板的局部失稳）。在设计壳体时，一般要保证肋条不失稳，局部失稳发生在总体失稳前。电子计算机的出现，使相应于以上各种形式失稳在不同边界条件、不同载荷情况、初始缺陷、不规则加

筋条分布、残余应力及材料非线性等情况的临界力的确定成为可能。但由于计算费用的昂贵，在实际上常常要求较简便的方法来确定这些临界力。

圆柱壳稳定的经典解可在 Flugge, Timoshenko 及 Koiter^[40] 的著作中找到。Donnell 方程可使方程得到简化。当失稳时周向波数 $n \geq 4$ 时, Donnell 方程是可用的。在一些规范中, 薄壳临界力常用 Batdorf 参数 z ($z = \sqrt{1 - \nu^2} l^2 / (\gamma t)$) 与 z_s ($z_s = \sqrt{1 - \nu^2} s^2 / (\gamma t)$) 来表达。当 z 为大值时, n 值变小。因此当 $n < 4$ 时, Donnell 方程就不那么精确了 ($n=0$ 的轴对

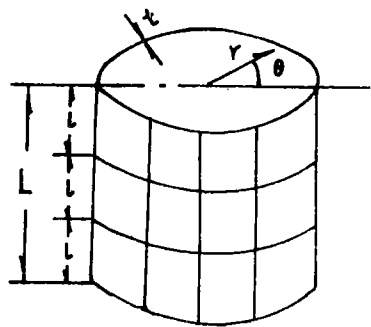


图 2

称失稳除外)。 $n=1$ 相当于整体失稳。当 $n=0, n=1$ 时, 柱壳失稳时横断面仍保持为圆形。而 $n=2$ 时, 圆断面就变成卵形了。以上的一些解, 都是对于理想的完整柱壳得到的。由于实际的焊接薄壳远不是完整的, 其初始缺陷分形状初始缺陷与材料初始缺陷。后者有残余应力与不均匀性等, 它影响弹性阶段与弹-塑性阶段的临界应力。理论值与试验值相比指出, 薄壳临界值还与边界条件、非线性前屈曲变形及载荷类型有关。理论分歧载荷与试验值在有些情形里是接近的, 如静水压力作用下圆柱壳的临界压力^[40a], 而在有些情形里则相差甚远,

如柱壳在轴向受压下实验值比相应理论值高 20% 以上。很多学者, Flugge, Lundquist, Donnell^[41] 等都作了很多试验与分析, 但终未得到很好的解决。1963 年以后, 认为 Koiter 在 1945 年提出的初始后屈曲理论^[42,43] 是处理具有初始缺陷薄壳的有效理论。Koiter 在研究了分歧点处的平衡状态后, 指出次要平衡路径的一些讯息。关于 Koiter 理论的讨论、评述与应用, 可查文献 [44-48]。离岸结构构件的受载情况是复杂的, 常用相互作用法来处理屈曲问题, 相互作用的程度可用经典法求得。但对于具有初始缺陷的结构, 情况就显得复杂化了。Terndrap, Pedersen 等用 Koiter 理论求解了轴压与外压同时作用下的圆柱壳的临界力^[40]。他的理论值与实验值相当一致^[50]。

圆柱壳的塑性失稳在离岸结构中也常常发生。计及几何初始缺陷、残余应力与局部弯曲应力的柱壳的临界力, 一般都由数值解法求得。由于缺乏实际结构中的初始缺陷的形状和大小, 所以圆柱薄壳的塑性失稳的临界力还是按实验值来确定。

加肋圆柱壳的总失稳与局部失稳一样是离岸结构失稳的主要形式。加肋圆柱壳的经典解, 以及各种边界条件、初始缺陷对临界力的影响, 可参考文献 [51-58]。关于弹性失稳的计算程序有 BOSOR 4^[59], 弹-塑性失稳的计算程序有 BOSOR 5^[60]。利用这些程序, 可以模拟各种边界条件、不同载荷以及各种几何尺寸。用有限元法程序 STAGS^[61] 来计算加肋圆柱壳的临界力, 工作量是很大的。为了拟订轴向与外压同时作用下确定纵向加肋圆柱壳临界力的设计公式, 近年来 Harding 等^[62] 作了 12 个小尺度钢模试验, 使设计公式与试验结果联系起来。由于所试验的钢模的尺度参数的范围有限, 尚需继续进行这些小尺度钢模试验, 以使所提设计公式所适用的范围更广泛, 更合理。

四、碰撞问题

长期以来, 结构分析的弹性模型是以“初次屈服”作为结构承载能力的准则。早在 30 年

代末,就由 Van den Broek^[63]提出结构极限设计的概念,当时并未被工程师们所注意。以后 Baker^[64], Beedle^[65], Hodge^[66]都提出结构极限分析的理论,结构极限设计才逐步被工程界所采用,以结构的极限载荷来代替许用应力。与极限分析有关的接头冲剪强度已在第一节中作了叙述,另一个与极限分析有关的问题是碰撞问题。

由于给养船舶与平台之间常发生碰撞事故,因此平台结构在碰撞后的承载能力越来越受到重视,其目的是获得碰撞的概率与碰撞的后果,以便提出合理的设计准则,如碰撞力、能量分布以及固定平台的有关防护措施。

在平台结构的碰撞强度中,首先遇到的问题,是把碰撞作为静力问题还是动力学问题来处理。这当然与平台结构的自由振动周期有关,如碰撞时经历的时间大于平台的自振周期,那么平台结构可以当作静力学问题来处理,反之则为动力学问题。为此必须先建立碰撞问题的力学模型,此模型包括固定平台与船舶的几何与结构布置,还必须预估平台与船舶的能量吸收能力及船舶在碰撞前的速度。平台与船舶在碰撞后吸收的能量决定于船舶的质量、速度与碰撞几何,平台受碰撞后的后果与平台几何、船舶几何及碰撞时船舶与平台的相对速度有关。小型船舶只碰撞平台的柱腿,而大型船舶有可能发生船舶上层建筑与平台甲板之间的碰撞。当船舶运动方向同船舶重心与碰撞接触点相联的直线方向一致时,情况最危险。

在碰撞力学中,将船舶与平台简化成碰撞模型(不计防护系统),如图3所示。图中将船舶与平台分别简化成弹簧 k_s 与 k_p ,两者组合后得弹簧系数 k_e ,即

$$\frac{1}{k_e} = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_p} \quad (10)$$

按动力平衡方程 $m \frac{d^2s}{dt^2} + k_e s = 0$ (11)

及初始条件 $t = 0$ 时, $v = v_0, s = 0$ 可得碰撞时经受的最大力

$$P_{\max} = k_e s_{\max} = v_0 \sqrt{mk_e} \quad (12)$$

及碰撞接触开始到最大力所经历的时间

$$t_0 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{k_e}} \quad (13)$$

这在碰撞力学中称为外部力学(Outer Mechanics)。

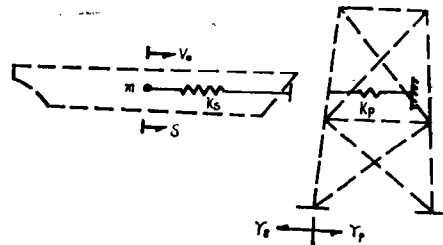


图 3

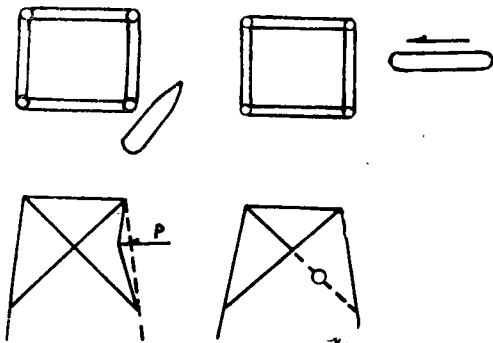


图 4

碰撞一般又分两种类型。第一种类型是船舶对平台腿柱的侧向碰撞(Sideway Collision);第二种类型为船舶对平台支管(X-bracing)的正向碰撞(Front Collision),如图4所示。碰撞引起的局部变形的范围以及吸收的能量,与碰撞的性质有关。正向碰撞较侧向碰撞引起更大的碰撞力与更大的局部变形范围。

碰撞中的一个重要问题,是船舶与平台碰撞后的能量吸收问题。按能量守恒定律,碰撞

前船舶的动能 $\frac{1}{2}mv_0^2$ 将转换为 V_s, V_p 与 V_f , 式中 m 为船舶质量与附连水质量, v_0 为碰撞速度, 且, V_s, V_p, V_f 各为船舶、平台、平台防护系统在碰撞后所吸收的能量, 即

$$\frac{1}{2}mv_0^2 = V_s + V_p + V_f \quad (14)$$

由上式可以估算在船舶碰撞 v_0 下的损伤程度。要计算这些能量吸收, 必须先对各结构求得载荷与位移之间的关系, 如图 5 所示。这就涉及结构受碰撞后的变形问题。

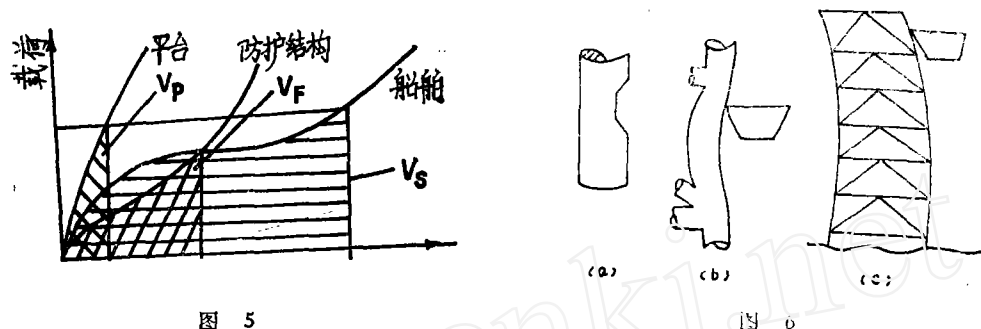


图 5

平台结构受碰撞后的变形又可分为 1. 在碰撞处平台腿柱或支管的局部变形(图 6(a)), 2. 支管与柱腿的总变形(图 6(b)); 3. 整个平台结构的变形(图 6(c)); 4. 接头的局部变形。以下分别介绍碰撞力 P 与变形 Δ 之间的关系。

1. 局部变形 由于碰撞问题的复杂性, 不可能用一简单的解析模型来估算碰撞后平台腿柱或支管的局部变形, 即估算碰撞力 P 与局部变形位移 Δ 之间的关系, 从而求得吸收能量 V 与 Δ 之间的关系。目前有用圆环模型求 $P-\Delta, V-\Delta$ 关系的。它假定圆环在四个点上出现塑性铰, 按机动法求得 P 与 Δ 之间的关系, 然后按 $V = 2 \int_0^{\Delta} P(w)dw$ 求 $V-\Delta$ 之间的关系^[67]。

也有人在侧向碰撞时模拟图 7 所示的塑性机构, 然后按机动法计算 $P-\Delta$ 的关系^[68]。也有用非线性有限元程序计算的, 如 IMPACT^[71], TUBBUC^[72]。当然, 这些都还待实验进一步证实。

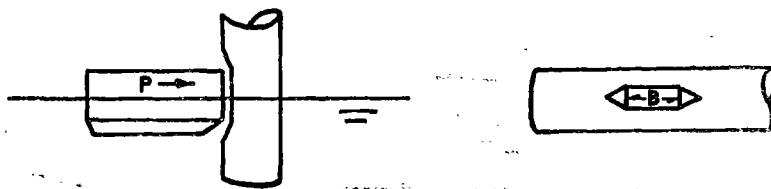


图 7

2. 腿柱或支管的总变形 在寻求腿柱的总体变形时, 目前总是把腿柱模拟成两端具有轴

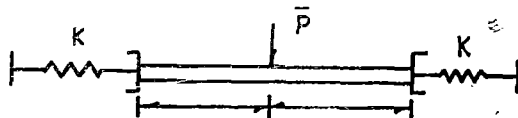


图 8

向弹簧的刚固梁,如图8所示.当 $k \rightarrow \infty$ 时,腿柱的极限载荷可按极限分析得

$$\left. \begin{aligned} \frac{P}{P_0} &= \sqrt{1 - \frac{w^2}{d^2}} + \frac{w}{d} \sin^{-1} \frac{w}{d} & w \leq d \\ \frac{P}{P_0} &= \frac{\pi}{2} \frac{w}{d} & w > d \\ P_0 &= \sigma_y \frac{d^2 t}{l} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

以上公式在 API^[6,7] 与 NPD^[7,8] 中规定为不利条件.当然,局部损伤与整体损伤之间有着交互关系.

3. 平台整体变形 平台整体变形可用桁架或刚架的刚塑性模型来计算^[7,4,5],一般情况按线弹性计算便可.如碰撞发生在支管处,则整体变形吸收的能量远小于局部变形吸收的能量.若碰撞发生在腿柱,则整体变形所吸收的能量是相当可观的,在计算平台的能量吸收时,就会涉及平台的等效刚度.若静力刚度接近于平台的第一振形,则平台的等效刚度为 $k' = \omega^2 M_{eq}$,式中 M_{eq} 为等效质量(包括甲板、桁架、附连水质量), ω 为平台的最低自振频率.如碰撞在水平面处,离底部距离为 L_1 ,则平台结构的等效刚度为 $k \sim k'(L/L_1)^3$,式中 L 为平台高度.

4. 接头的能量吸收 接头的大部分工作与疲劳寿命和承载能力有关.但在研究接头能量吸收时,必须充具备力-变形关系,在线弹性范围内,可用壳体有限元计算程序进行计算.但在弹塑性变形范围内,壳体的数值计算^[7,9]就比较困难,目前多求助于试验.静力实验研究指出^[7,7,8],薄膜力对力 P -变形位移 Δ 的影响是显著的.同时,由于薄膜力使薄壳端面处于受拉状态,所以无局部失稳现象,此时该处的破坏形式为断裂.对于膜力影响不大的壳体,则在壳体总体弯曲时,端断面的受压部分会引起局部失稳破坏(Crippling).动力试验指出 P - Δ 曲线在薄壳断面上部将较静力试验值增加10%,而在断面下部则几乎没有什么变化.

以上在碰撞力学中又称为内部力学(Inner Mechanics).

离岸工程力学尚是一个年轻的学科,但内容很丰富,并与海洋开发直接关联,因此前途发展是无限的.这里仅就其中若干问题作了一些简要的评述,不确之处尚祈读者指正.

在本文的最后完成阶段,承王友棋同志校对与绘图,特此表示感谢.

参 考 文 献

- 1 Gibstein, M. B., Static strength of tubular joints, Dnv-report 73-86-c (1973).
- 2 Det Norske Veritas, Rules for the Design, Construction and Inspection of Offshore Structures 1977-Appendix C, Steel Structures, Oslo (1979).
- 3 Pan, R.B., Plumer, F.B., Kuang, G.G., Ultimate strength of tubular joint, OTC 2644 (1976).
- 4 Marshall, J. B., Tubular joints design, The Norwegian Institute of Technology (1979).
- 5 API: Recommended Practice for Planning, Designing and Contracting Fixed Offshore Platforms, 12th Edition (1981).
- 6 American Welding Society, Structural Welding Code, AWS D1, 1-75 (1975).
- 7 Bijlaard, P., Stresses from local loadings in cylindrical pressure vessels, *ASME Trans.*, 77 (1975).
- 8 Scordelis, A. C., Bouwkamp, J. C., Analytic study of tubular tee joints, *Proc. ASCE, J. Struct. Div.*, 96 (1970).

- 9 陈铁云、吴水云、朱农时, 海洋钻井平台 T 型管状接头应力分析, 中国造船, 4 (1982).
- 10 陈铁云、顾宏鑫, 海洋钻井平台具有加强段的 T 型管状接头的应力分析, 上海交通大学学报, 2 (1980).
- 11 Univ. Calif., Berkeley, A computer program for the analysis of tubular K joint (1970).
- 12 Marshall, P. W., Basic considerations for tubular joint design in offshore construction, *W. R. C. Bulletin*, 193 (April, 1974).
- 13 Bakhrebah, S. A., Schnobrich, W. C., Finite element analysis of intersecting studies, UIU-ENG-73-2018 (1973).
- 14 Reber, J. B., Ultimate strength design of tubular joints, OTC 1664 (1972).
- 15 Visser, W., On the structure design of tubular joints, OTC 2117 (1974).
- 16 Kuang, J. G., Portvin, A. B., Leick, R. D., Stress concentration in tubular joints, OTC 2005 (1975).
- 17 Shiyeker, M. R., Kalani, M., Stress in ring-stiffened tubular Y joints under axial and inplane moment loading, Proc. 2nd Int. Offshore Mech. and Arctic Eng. Symp. (Feb., 1983).
- 18 Chen, T. Y., Chen, B. Z., Wang, Y. Q., The stress analysis and experimental research of tubular joints of offshore drilling platform, *ib'd* (1983). (中文见《海洋工程》创刊号)
- 19 Fessier, H., Little, W. J. G., Fillet stresses in tubular joints obtained by photoelastic techniques, Int. Symp. on "Integrity of Offshore Structures", Sponsored by Inst. of Engineerings & Shipbuilding in Scotland (April, 1978).
- 20 王友棋、胡毓仁, 海洋钻井平台 T 型管状接头的钢模静强度电测试验报告(一), 上海交通大学资料(1981年11月).
- 21 胡毓仁, 海洋钻井平台 T 型管状接头的钢模静强度电测试验报告(二), 同上(1982年5月).
- 22 刘勇辉, 海洋钻井平台 T 型管状接头应力分析与钢模试验研究, 上海交通大学1982年毕业论文.
- 23 马和武, T 型管状接头轴向加载的光弹性实验分析, 上海交通大学资料(1982年8月).
- 24 王毅, 海洋钻井平台 T 型管状接头的光弹性试验研究, 上海交通大学1982年毕业论文.
- 25 马和武, 近海平台 T, Y, K 型管接头光弹性实验研究, 上海交通大学1983年硕士学位论文.
- 26 王振鸿, 用有限元法研究海洋钻井平台具有 T 型管状接头的应力分析, 上海交通大学资料.
- 27 陈铁云、陈伯真, 管状接头的应力分析, 1983年上海国际海事学术讨论会.
- 28 Mang, F., Bucak, D., Hummel, Theo, Investigations into the behavior of high tensile steel joints in structural hollow sections CECA-Conventers Nr. 6210-SA/6/604 (1978).
- 29 Davies, G., Coutie, M. G., The collapse behaviours of steel welded cross joints in rectangular hollow section "offshore structures" (1981).
- 30 Yoshida, K., et al. Behavior analysis and crack initiation prediction of tubular T-connection, OTC 2854 (1977).
- 30(a) Becker, James, M., Fatigue failure of welded tubular joints, Proc. ASCE, *J. Struct. Div.* (Jan. 1972).
- 31 Kinra, R. K., Vugts, J. H., Probabilities fatigue analysis of fixed offshore structure, OTC 2608 (1976).
- 32 Zienkiewicz, O. C., et al. Numerical Method in Offshore Engineering, John Wiley & Sons (1978).
- 33 Dutta, D., Mang, F., Fatigue tests and design of offshore tubular joints under Northsea load-spectrum, Proc. 2nd Int. Offshore Mech. and Arctic Eng. Symp. (Feb., 1983).
- 34 Furnes, O., Fixed offshore platforms—design safety and performance, Glasgow Univ. (1978).
- 35 Iida, K., et al. A fatigue design procedure for offshore tubular connections.
- 36 Marshall, P. W., Tubular joints design (1979).
- 37 Oberparleiter, W., Schutz, W., Fatigue life prediction in a corrosive environment (1981).
- 38 陈伯真、夏永年, 海洋钻井平台管状接头的静强度计算与疲劳分析, 上海交通大学科技情报室(1981年9月).
- 39 陈铁云等编, 杆件与杆系的弯曲和稳定性, 北京科学教育出版社.
- 40 Koiter, W. T., General equations of elastic stability for thin shells, Proc. Symp. on the Theory of Shells, Edited by D. Master, Univ. of Houston (1967).
- 40a 陈铁云、沈一鸣、王作玉, 加肋圆筒形薄壳在静水外压作用下肋间壳板弹性弯曲与稳定性, 上海交通大学83周年校庆学术报告论文, 81056.
- 41 Donnell, L. H., Wan, C. C., Effect of imperfections on buckling of thin cylinders, *J. Appl. Mech.* (March, 1950).
- 42 Koiter, W. T., On the stability of elastic equilibrium thesis, Delft, H. J. Paris, Amsterdam 1945, English Translation, Airforce Flight Dyn. Lab. Tech. Report AFFDL-TR-70-25 (Feb., 1970)
- 43 —, Elastic stability and postbuckling behavior, Proc. Symp. Nonlinear Problem, Univ. of Wisconsin (1963): 257—275.

- 44 Seide, P., A reexamination of Koiter's theory of initial postbuckling behavior and imperfection sensitivity of structures, *Thin Shell Structures Theory, Experiment and Design*, Edited by Y. C. Fung, and C. C. Sechler, Prentice-Hall Inc, Englewood Cliffs, New Jersey (1974).
- 45 Hutchinson, J. W., Koiter, W. T., Postbuckling theorys, *Appl. Mech. Rev.* (1970): 1353—1366.
- 46 Budiansky, B., Hutchinson, J. W., A survey of some buckling problems, *AIAA J.*, **4**, 9(1936): 1505—1510.
- 47 Tvergaard, V., Buckling behaviors of plate and shell structures, *Theoretical and Applied Mechanics*, Edited by W. T. Koiter, North-Holland Publishing Co. (1976).
- 48 Koiter, W. T., The effect of axisymmetric imperfection on the buckling of cylindrical shells under axial compression, *Proc. K. Ned. Akad. Wet. Amsterdam, Ser. B, Vol. 6* (1963). Also, Lockheed Missiles and Space co, Report 6-90-63 Palo Alto Cal. (Aug., 1963).
- 49 Pedersen, P. T., Jensen, J. J., On the design criteria for elastic buckling of shells, *Symp. on Practical Design in Shipbuilding*, Tokyo (1977).
- 50 Weingarten, V. J., Seide, P., Elastic stability of thin-walled cylindrical and conical shells under combined external pressure and axial compression, *AIAA J.*, **3**, 5 (1965): 913—920.
- 51 Singer, J., Buckling, vibrations and postbuckling of stiffened metal cylindrical shells, BOSS'76 Behaviour of Offshore Structures, The Norwegian Institute of Technology (1976).
- 52 —, Baruch, M., Harari, O., On the stability of eccentrically stiffened cylindrical shells under axial compression, *Int. J. Solids and Structures*, **3** 4 (1967): 445—470.
- 53 Milligan, R., et al. General instability of orthotropically stiffened cylindrical shells, *AIAA J.*, **4**, 11 (1966): 1906—1913.
- 54 Hutchinson, J.W., Amaziego, J. E., Imperfection sensitivity of eccentrically stiffened cylindrical shells, *ibid*, (March, 1967): 329—401.
- 55 —, Frauenthal, J. C., Elastic postbuckling of stiffened and barreled cylindrical shells, *ASME Trans.* (Dec., 1965): 784—790.
- 56 Arbozzi, J., Sechler, C. E., On the buckling of stiffened imperfect cylindrical shells, *AIAA J.*, **14**, 11 (1976): 1311—1317.
- 57 Simitses, G. J., Instability of orthotropic cylindrical shells under combined torsion and hydrostatic pressure, *ibid*, **8**, 8 (1967): 1463—1469.
- 58 Sheinman, J., Simitses, G. J., Buckling analysis of geometrically imperfect stiffened cylinders under axial compression, *ibid*, **15**, 3 (1977): 374—382.
- 59 Bushnell, D., Stress, Stability and Vibration of Complex Branched Shell of Revolution: Analysis and User's Manual for BOSOR4, Lockheed Missiles and Space co, Palo Alto, California, Report LMSC-D243605 (1972).
- 60 —, A Computer Program for Buckling of Elastic-Plastic Complex Shells of Revolution Including Large Deflections and Creep, Vol. 1: User's Manual, Input Data LMSC D407 166, Lockheed Missiler & Space co., Sunnyvale, California.
- 61 Almorh, B.O., Brogan, F.A., User's Manual for STAGS, Structural Mechanics Laboratory Lockheed Palo Alto Research Laboratory (June, 1973).
- 62 Harding, J. E., et al, The buckling design of stringer stiffened shells subject to combined pressure and axial compression, *OTC 4473* (1983).
- 63 Van den Broek, Theory of limit design, *J. Western Society of Eng.* (Oct., 1939).
- 64 Baker, J. F., et al, Plastic Behaviour and Design, Vol. 2 of The Steel Skeleton, Cambridge Univ. Press (1956).
- 65 Beedle, L. S., Plastic Design of Steel Frames, Wiley, New York (1958).
- 66 Hodge, P. G., Plastic Analysis of Structures.
- 67 Reid, S.A., Reddy, T.Y., Effect of strain hardening on the lateral compression of tubes between rigid plates, *Int. J. Solids and Structures*, **14** (1978): 213—225.
- 68 Furnes, O., Amdahl, J., Ship Collisions with Offshore Platforms, Intermaritic, Hamburg (1980).
- 69 API: Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms (1977).
- 70 NPD: Regulations for the Structural Design of Fixed Structures on the Norwegian Continental Shelf (1977).
- 71 Soreide, T. H., IMPACT—A computer program for non-linear geometric and material analysis of beams and columns, Division of Marine Structures, The Norwegian Institute of Technology, Trondheim, Norway (1981).

- 72 Remseth, S. N., et al. Tube buckling analysis by the finite element method, *Finite Elements in Nonlinear Mechanics*, Tapir Publishing Company, Trondheim, Norway (1977).
- 73 Yura, J. A., et al. Ultimate capacity equation for tubular joints, OTC 3690 (1980).
- 74 Hodge, Ph. G., Post-yield behaviour of a beam with partial end fixity, *Int. J. Mech. Sci.*, **16** (1974): 385—388.
- 75 Jones, N., Plastic behaviour of ship structures, *TSN AME*, **84** (1976): 115—145.
- 76 Guedes Soares, C., Soreide, T. H., Large plastic deformation of laterally loaded circular tubes, Division of Marine Structures, The Norwegian Institute of Technology, Trondheim, Norway (1982).
- 77 Sherman, D. R., Tests of circular steel tubes in bending, *ASCE J. Struct. Div.*, **102**, ST11 (1976): 2181—2195.
- 78 —, Glass, A. M., Ultimate bending capacity of circular tubes, OTC 2119: 2181—2195.
- 79 Fumes, O., Amdahl, J., Computer simulation study of offshore collisions and analysis of ship-plantform impacts, Norwegian Maritime Research, No. 1, Vol. 8 (1980).
- 80 Soreide, T. H., Amdahl, J., Deformation characteristics of tubular members with reference to impact loads from collision and dropped objects, Norwegian Maritime Research, Vol. 10 (1982).
- 81 Foss, G., Edvarasen, G., Energy absorption during ship-impact on offshore structures, OTC 4217 (1982).
- 82 Soreide, T. H., Deformation characteristics of tubular members with reference to impact loads from collision and dropped objects, Norwegian Maritime Research, Vol. 10 (1982).

SOME PROBLEMS IN OFFSHORE STRUCTURAL MECHANICS

Chen Tie-yun

(Shanghai Jiaotong University)