

海底管线的屈曲和屈曲传播

华中工学院 黄玉盈

随着逐渐向深海开发石油资源的需要,许多海洋工程力学中的问题,迫切等待着人们去解决,其中一个新颖而又重要的问题就是海底管线的屈曲和屈曲传播。实践证明,在深水海域中铺设管线,由于在铺管船和海床之间管线有一段很长的悬跨段,比较容易发生这种破坏现象。屈曲传播是海底管线铺设中一个特有的力学问题,它指的是当管线承受过大的外压和弯矩的联合作用时,一旦局部产生周向凹陷而屈曲,屈曲就会沿着管的长度方向迅速传播,产生纵向凹陷,相邻凹陷的方位相互垂直,交错排列^[1],形成一个较长的波长(图1)。由于这种传播有时甚至会达到几公里远,故如不加以防止,经济上会带来很大的损失。据国外资料记载,由此导致海底管线的修复费每公里约150万美元。我国南海海域水深在30—200米范围,深水区长,因此研究管线的屈曲传播和止屈问题很有实际意义。



图 1

1. 国外发展概况

屈曲传播现象是美国 Battelle Columbus 实验室于1970年初在模型实验中首先发现的^[2],当时北海的几个大油田还没有开始建设。这种现象的特点为:1) 管线只在发生局部屈曲后才会伴随着发生屈曲传播,局部屈曲通常称为初始屈曲,对应的压力为 P_0 。2) 没有安置屈曲传播止屈器的情况下,屈曲传播到外压等于屈曲传播压力 P_c 时停止。3) P_c 与管材的屈服限成正比,其值远比管线的 P_0 低,一般约为 $P_0/3$ 。正因为这样,这种现象的危害性更应引起注意。1971年, Battelle Columbus 实验室向当时由13个企业单位组成的一家近海管线联合公司建议,要他们做些实验,开展这方面的研究。此后,美国壳牌石油公司领导了一个工业组织,把屈曲传播问题列入了《深水管线可行性研究》的计划中。英国石油公司在1972年对这个问题开始了研究,他们在地中海做了一个全尺寸管线的屈曲传播实验。到1976年,先后分别提出了三个屈曲传播压力的计算公式(见本文第2节)。

除了屈曲传播压力以外,当时研究的另一个重要问题是防止屈曲传播的措施。有效的方法是在传播长度内每隔一定间距,在管线上加上传播止屈器。根据美国 Williams Brother 工程公司1980年的技术报告^[3],目前世界上常用的传播止屈器有两种型式:一种是整体式(Integral type),它又分焊接环和厚壁柱体两种(见图2a和图2b);另一种是套筒式(Sleeve type),它又分焊接套和灌浆自由环(Grouted free-ring)两种(见图2c和图2d)。

这些传播止屈器中，以灌浆自由环式效果最好，因为它没有焊缝，避免了焊接引起的缺陷和

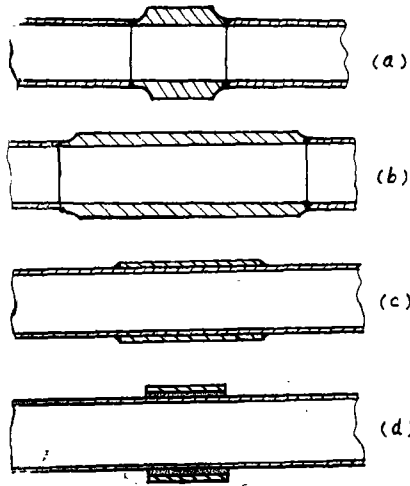


图 2

残余应力。北海的 Porties 油田和 Frigg 油田水深超过 400 英尺，管线采用套筒式止屈器，收到很好的效果，发生了初始屈曲，但屈曲没有传播^[4]。灌浆自由环式止屈器的壁厚、长度和间距怎样计算，空隙和填料如何合理选择，目前还缺乏理论上的分析，而只是根据一些实验结果加以确定^[8]。1980 年在传播止屈器的研究方面又有了一些进展。Kyriakides 等^[5]提出了一种新型的螺旋形止屈器，构造简单，安装费用低。它是用一根棒条沿着管线的圆周方向紧紧盘绕几圈，从而提高管线环箍方向的刚度。这种止屈器适合于用卷筒驳船法连续铺设管线。

传播止屈器效率的计算也是值得研究的问题，它是衡量止屈器设计得好与坏的一个重要指标。1979 年，研究屈曲传播方面的著名专家 Kyriakides 等^[1]提出了效率的计算公式： $\eta = [(P_o/P_p) - 1] / [(P_o/P_p) - 1]$ ，式中 P_o 表示穿越压力，它表示当外压达到 P_o 值时，屈曲跳过止屈器而传播。 η 的值不会大于或等于 1，因为这意味着止屈器的尺寸设计得过大。它的值应该是尽量设计成接近 1，当然还要考虑止屈器材料和制造的费用以及现场是不是便于使用。当止屈器的材料和管线的材料一样的情况下，关于穿越压力的计算，Kyriakides 等^[1]只提出了一个形式上的公式

$$P_o = k S_y \left(\frac{2t}{D}\right)^{2.5} \left(\frac{2t}{D}\right)^{\alpha_1} \left(\frac{2h}{D}\right)^{\alpha_2} \left(\frac{2L}{D}\right)^{\alpha_3} \left(\frac{E}{S_y}\right)^{\alpha_4}$$

式中， k 为比例常数， S_y 为材料的屈服极限， E 为弹性模量， D ， t 分别为管线的外径和壁厚， L ， h 分别为止屈器的长度和壁厚， α_1 — α_4 为待定的幂指数。这个公式只适用于止屈器和管线紧密配合的情况（没有空隙和填料）。Kyriakides 等指出无量纲参数 α_1 — α_4 ，可以根据实验确定。他们做了不少这方面的实验，摸到了一系列的规律，但并没有给出这些参数的具体数值。

进一步深入研究，Kyriakides 等发现以前给出的 P_p 和 P_o 的计算公式都是以拟静态的传播条件为基础的，也就是说整个实验过程是在屈曲传播速度十分缓慢的情况下进行的。但实际上，如果初始屈曲压力比屈曲传播压力大很多，屈曲传播速度就不能忽略，这时当传播一遇到止屈器突然停止时，管线和压力介质（水或空气）的惯性就必须加以考虑。Kyriakides 等也做了一些屈曲传播动力学方面的实验，他们用每秒 4000 幅的高速摄影机拍下了屈曲传播过程。实验中发现屈曲传播产生凹陷的外形与传播速度有密切的关系；传播速度又与压力大小和压力介质有关^[1]。他们从传播过程动力学的观点出发，定性地分析了传播速度和管线的几何尺寸、凹陷外形以及压力介质之间的函数关系，但到现在为止，还一直没有能够定量地确定传播速度对屈曲传播特性的影响。

2. 初始屈曲压力和屈曲传播压力

由上可以看出, 初始屈曲压力、屈曲传播压力以及穿越压力是研究海底管线屈曲和屈曲传播问题中三个十分重要的物理量。穿越压力由于目前还没有一个计算显式, 只能谈到第 1 节那样的深度。

1) 初始屈曲压力 海底管线在各种工况下特别是铺设的时候, 下垂段承受着拉力以及较大的弯矩和外压。在这样的复合应力作用下, 临界状态由下式确定:

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{xcr}}\right)^{\alpha} + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{ycr}}\right) = 1 \quad (1)$$

式中 σ_x 和 σ_y 分别为管线中的最大纵向应力和周向应力; σ_{ycr} 为只是外压作用引起的周向临界应力; σ_{xcr} 为只是轴力和弯矩作用引起的相当纵向临界应力; α 为两向应力相互作用系数。[6] 根据实验提出, 对于应力未超过比例极限的薄管, 上述各值可按下列熟知公式计算:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \sigma_x^V + \sigma_x^M = \frac{N}{\pi t(D-t)} + \frac{4M}{\pi t(D-t)^2} \\ \sigma_y &= \frac{P(D-t)}{t} = \frac{(P_e - P_i)(D-t)}{t} \\ \sigma_{ycr} &= E \left(\frac{t}{D-t} \right)^2 \\ \sigma_{xcr} &= \frac{\sigma_x^V}{\sigma_x} \sigma_{xcr}^V + \frac{\sigma_x^M}{\sigma_x} \sigma_{xcr}^M \end{aligned}$$

式中 N 和 M 分别为管线截面的轴力 (压力为正, 拉力为负) 和弯矩; P_e 和 P_i 分别为管线的外压和内压; σ_{xcr}^M 表示只是纯弯曲作用而失稳时最大的弯曲应力; σ_{xcr}^V 表示只是纵向压力作用引起的临界应力。根据经典的柱壳稳定理论, 有 $\sigma_{xcr}^V = \frac{2Et}{\sqrt{3(1-\nu^2)}(D-t)}$ 。由于圆柱

壳受纵压是一个对初始几何缺陷十分敏感的结构型式, 因此必须考虑几何缺陷对临界应力的影响。这个影响一般是通过乘上折扣系数 η_0 (< 1) 反映出来, η_0 值的选取见文献 [7]。Flügge [8] 早期的工作是经过一定的简化, 导出 $\sigma_{xcr}^V = 1.3\sigma_{xcr}^V$ 。这个结果一直被人们所引用。后来 Seide 等进一步研究指出, Flügge 的结果是在假定 $\frac{1}{12} \left(\frac{t}{R} \right)^2 = 10^{-6}$ 以及 $\frac{m\pi R}{L} = 1$

($\frac{L}{m}$ 为纵向半波长) 的前提下得出的, 这是一个几何尺寸特殊的壳体, 失稳形式恰好是周长和

失稳的波长比为 1, 而对于更一般的情况是否适用应该考察。他们从 Batdorf 修正的 Donnell 方程出发, 利用 Galerkin 方法求出各种几何尺寸的圆柱壳在纯弯作用下的最低临界应力 σ_{xcr}^V 及对应的纵向失稳波长, 根据得到的包络线发现 $\sigma_{xcr}^V \approx \sigma_{xcr}^V$ [9]。

以上所有理论临界应力 σ_{xcr}^V , σ_{ycr} 和 σ_{xcr}^M 的计算公式都建立在线弹性的基础上。当管线的 t/D 值大于一定范围时, 这些临界应力就要超过材料的比例极限, 因此需要予以修正。文献 [7] 和 [6] 详细讨论了这个问题, 提出了一些经验公式和曲线, 限于篇幅, 这里不一一详述。

由公式 (1) 所确定的危险截面就是初始屈曲发生的位置, 该处水深所对应的外压就是

所求的初始屈曲压力。

2) 屈曲传播压力 根据屈曲传播实验观察,它是属于一种大面积屈服的极限破坏,因此

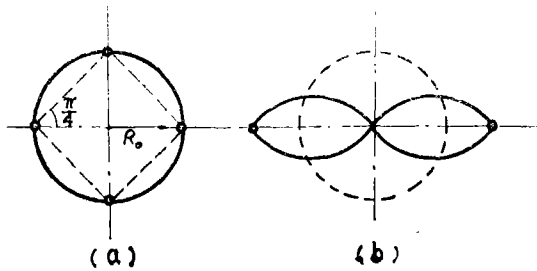


图 3

借助于极限承载能力的分析方法,可以近似计算出屈曲传播压力.为了简化,一般作了两点假定:管线材料是理想的刚塑性(略去弹性变形);破坏主要是周向弯矩引起的.由于屈曲传播对应的纵向凹陷的波长较长,因此,极限分析的力学模型可认为是一个带四个塑性铰的圆环机动链(图 3a)^[10].对应的机构破坏图形是哑铃型(图 3b).现沿管线的纵向截出单位长一段,利用机动法,在破坏机构运动的过程中,令压力 P_p 所作的外功等于四个极限弯矩 M 、在塑性铰处所作的内功和,可求得 P_p 值:

$$\oint P_p w(s) ds = 4M_p \frac{\pi}{2}, \quad P_p (\sqrt{2} R_0)^2 = 4 \frac{S_y t^2}{4} \frac{\pi}{2}$$

$$\therefore P_p = \frac{\pi}{4} S_y \left(\frac{t}{R_0} \right)^2 \quad (2)$$

式中 S_y 为管材的屈服限.显然,式(2)的结果偏于保守,因为它没有考虑材料的强化.1976年以前,关于屈曲传播压力常用的是挪威海底管线规范1976年版推荐使用的公式 $P_p = 1.15\pi S_y [t/(D-t)]^2$,以及得到几个大石油公司的赞同而被采用的公式 $P_p = S_y (2t/D)^2$ ^[9].它们和式(2)都非常接近.1976年,Battelle Columbus 实验室根据多年的实验研究,发表了另一个计算公式 $P_p = 34S_y (t/D)^{2.9}$ ^[2].对于 $D/t \leq 20$ 的管线,该公式得出的结果比前面两个公式经济.由此可见,屈曲传播压力与管材的屈服限成正比,而弹性初始屈曲应力却与管材的弹性模量成正比,这就是后者值比前者值高的原因.

3. 今后研究的趋势

管线的屈曲和屈曲传播,从发现到现在只不过是10多年的历史.根据近海石油开发事业的前景,预测今后研究的趋势大致有以下几个方面.

1) 从理论上进一步弄清屈曲传播的机理;深入研究和建立海底管线在复合受力情况下临界状态的判别准则.前面已经说过,屈曲传播压力虽然比初始屈曲压力低,但传播是在初始屈曲后发生的.这充分表明两者之间有一定的内在联系,因此必须研究初始屈曲和屈曲传播之间的相互作用,也就是要考虑由于初始屈曲引起的局部几何尺寸变化对屈曲传播的导引效果.管线铺设时,同时承受着拉力、弯矩和外压,有时由于风、浪引起铺管船的摇摆运动还会使管线受到扭转作用.在这样复杂的受力条件下,临界状态怎样判别,即使只限于弹性范围,目前还没有一个理论上的式子.公式(1)还只是一个半理论半经验性的公式.如果根据各种管材的特性考虑弹塑性变形,研究复合应力作用下的初始屈曲问题,就更加困难.目前,关于圆管的弹塑性屈曲分析,也只是限于纯弯曲等一些简单受力情况^[11].另外,由于制造工艺条件的限制以及海上作业引起的意外碰撞,管线不可避免地会存在几何缺陷、焊接残余应力以及局部损伤,这些因素对管线的初始屈曲都有一定的影响.一般地说,管线初始

屈曲应力的实际值总比理论值低。因此，针对海底管线的受力状况，研究后屈曲理论也是十分必要的。

2) 从传播动力学出发，研究传播速度对屈曲传播特性的影响，定量地确定它们之间的内在关系，这对深入了解屈曲传播问题将有十分重要的作用。Kyriakides 等^[1]在这方面做了一些初步工作。他们假定传播的整个运动过程是稳定状态，即传播速度不随着时间而变化。利用能量守恒原理，得出屈曲传播过程的能量平衡方程是

$$W_{p,l} + W_{k,p} + W_{k,l} = W_{p,r} \quad (3)$$

式中 $W_{p,r}$ 表示外压在屈曲传播的变形上所作的功，它的值可根据外压乘上管线的体积改变来估算； $W_{p,l}$ 表示管线由于塑性变形所消耗的功； $W_{k,p}$ 表示管线内质点的动能； $W_{k,l}$ 表示周围流体由于屈曲传播引起运动所产生的动能。设屈曲传播速度为 U ，过渡段的长度为 \bar{L} ，根据传播简图（图 4），在 ΔT 时间内，上述各功、能的值可按下式计算：



$$\left. \begin{aligned} W_{p,r} &= PD^2U\Delta TF_{p,r}\left(\frac{D}{t}\right) \\ W_{p,l} &= S_y t^2 U \Delta T F_{p,l}\left(\frac{D}{t}, \frac{\bar{L}}{D}\right) \\ W_{k,p} &= \rho t^2 U^2 U \Delta T F_{k,p,l}\left(\frac{D}{t}, \frac{\bar{L}}{D}\right) \\ W_{k,l} &= \rho_f D^2 U^2 U \Delta T F_{k,l}\left(\frac{\bar{L}}{D}\right) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中 ρ 和 ρ_f 分别表示管材和流体的密度， $F_{p,r}$ 、 $F_{p,l}$ 、 $F_{k,p}$ 和 $F_{k,l}$ 为引进的四个待定函数， P 表示管线所受的外压。将式（4）代入式（3），得

$$-S_y t^2 F_{p,l} + PD^2 F_{p,r} = U^2 (\rho t^2 F_{k,p} + \rho_f D^2 F_{k,l}) \quad (5)$$

根据 $U=0$ 时，应该有 $P_p = \frac{F_{p,l}}{F_{p,r}} \left(\frac{t}{D}\right)^2 S_y = 34 S_y \left(\frac{t}{D}\right)^{2.5}$ ，因此式（5）可化简为

$$\sqrt{\frac{U}{S_y t^2}} = \sqrt{\frac{P}{P_p} - 1} \frac{1}{\varphi\left(\frac{D}{t}, \frac{\bar{L}}{D}\right) + \frac{\rho_f}{\rho} \phi\left(\frac{D}{t}, \frac{\bar{L}}{D}\right)} \quad (6)$$

式中 φ 和 ϕ 表示上面引进四个函数的组合函数。公式（6）虽然定性地揭示了传播速度和一些相关量之间的内在联系，但它不是显式，其中函数 φ 和 ϕ 还没有确定。另外，这个公式讨论的是一种理想情况，认为传播速度是一个常数，而且略去了其他能量的损失。因此传播动力学还只是刚刚兴起，其中许多新的问题正期待着人们去发现和研究。

3) 传播止屈器的进一步分析和研究，其中包括设计准则、结构型式和计算方法。实践证明，安放止屈器是防止屈曲传播的一个有力措施。目前，已有的止屈器型式很多，但止屈器效率的计算还只停留在单纯使用实验的方法。特别是穿越压力，拟静态情况下还没有一个理论计算公式。考虑到传播速度在止屈器附近突然变化，穿越压力的确定更需要深入研究。

最后值得指出的是, 实验手段的研究还要继续加强。过去10多年来, 虽然实验工作比起理论工作进展要快, 但由于实验对于管线的屈曲和屈曲传播特别显得重要, 其中一些不寻常的现象都是首先从实验中发现的, 而且屈曲试验对一些因素的反应很敏感, 有时测试难度很大, 因此开展对一些新方法的研究, 其中包括利用同一个结构模型的振动实验预测临界压力。这是一种不破坏的实验方法, 是一个努力方向。

本文承蒙李灏教授帮助和审阅, 特此致谢。

参 考 文 献

- 1 Kyriakides, S., Babcock, C. D., On the dynamics and the arrest of the propagating buckle in offshore pipelines, OTC, No. 3479 (1979).
- 2 Johns, T. G., et al, Propagating buckle arrestors for offshore pipelines, OTC, No. 2689 (1976).
- 3 Richardson, T. W. G., Chang, H. H., Buckle arrestors for offshore pipelines. Part 1, *Pipeline Industry* (July, 1980).
- 4 —, —, Buckle arrestors for offshore pipelines. Part 2, *ibid* (Sept., 1980).
- 5 Kyriakides, S., Babcock, C. D., The spiral arrestor—A new buckle arrestor design for offshore pipelines, OTC, No. 3736 (1980).
- 6 DNV, Rules for submarine pipeline systems, Appendix B: Buckling Calculations (1981).
- 7 Schilling, C. G., Buckling strength of circular tubes. *ASCE*, No. ST5 (1965).
- 8 Flugge, W., Die stabilitat der kreiszylinder-schale, *Ingenieur-Archiv*, 3 (1932): 463—506.
- 9 Seide, P., Weingarten, V. I., On the buckling of circular cylindrical shells under pure bending. *J. Appl. Mech.*, *ASME*, 1 (1961).
- 10 Palmer, A. C., Buckle propagation in submarine pipelines. *Nature* (March, 1975).
- 11 Korol, R. M., Inelastic buckling of circular tubes in bending, *ASCE*, No. EM4 (1978).

SOME PROBLEMS CONCERNING LOCALIZED BUCKLE AND PROPAGATING BUCKLE IN OFFSHORE PIPELINES

Huang Yu-ying

(Huazhong University of Science and Technology)