

# 双层管道整体屈曲实验研究及数值模拟\*

车小玉<sup>1</sup>, 段梦兰<sup>1,2</sup>, 曾霞光<sup>2</sup>, 高攀<sup>1</sup>, 庞熠骞<sup>1</sup>

(1. 复旦大学 力学与工程科学系, 上海 200433;

2. 中国石油大学(北京) 机械与储运工程学院, 北京 102249)

**摘要:** 近海管道通常被掩埋起来以避免渔业捕捞活动的损伤,并且能够为管道提供隔热保护,如果管道能够由沟槽提供足够大的侧向力,管道将会由于温度变化或其它原因引起轴向力的增大而发生隆起屈曲,如果没有挖沟线等侧向约束,侧向屈曲将会占据主导地位,管道轴向应力是导致海底管道发生屈曲的主要原因,侧向屈曲在较低的压力下比隆起屈曲更容易发生,双层管的复杂结构导致其整体屈曲理论分析十分困难,利用小尺寸模型实验装置对双层管道整体屈曲进行了实验研究,得出屈曲发展过程中轴力与位移的关系以及临界轴力,此外,利用最新的管中管单元技术,建立了高效的有限元分析模型,并且对管道屈曲前和屈曲后全程进行了模拟,对比表明数值模拟结果与实验结果非常吻合。

**关键词:** 双层管; 整体屈曲; 临界轴力; 模型实验; 管中管技术; 有限元

**中图分类号:** P751; O343      **文献标志码:** A

**doi:** 10.3879/j.issn.1000-0887.2014.02.007

## 引言

双层海底管道一般由输送内管和保护外管构成,并在内外管层形成的环形空间中填充绝热材料以提升管道的保温性能,结构上双层海底管道可以分为两类,即内外管柔性连接系统和内外管刚性连接系统,柔性连接系统一般用环板在外管之间设置连接,环板间距通常是几个焊接单根的长度;刚性连接系统则在数公里的间距上焊接隔框连接内外管,两种结构双层海底管道的承载变形和屈曲特性存在较大的差异<sup>[1]</sup>。

当管道中的轴向载荷达到一定值时,管道就会因屈曲而产生两种弯曲变形:海底埋设管道将发生上拱的弯曲变形,称为隆起屈曲;海底非埋设管道将发生水平侧向的弯曲变形,称为侧向屈曲,两种屈曲都可以产生过大的位移或塑性变形,均被认为是失效形式<sup>[2]</sup>,由于双层海底管道在较深海域一般未作埋设而是直接铺设在海床上,所以双层管通常容易发生侧向屈曲。

有关管道整体屈曲的理论计算研究国外起步较早,1984年Hobbs<sup>[3]</sup>推导出了分析单层管道隆起屈曲及侧向屈曲的解析公式,用于计算管道的屈曲波长、屈曲轴力和屈曲位移幅值,这些结论后来得到了普遍认可和广泛引用,1990年Palmer等<sup>[4]</sup>用有限元方法计算了大量不同初始轴线形状管道隆起屈曲的应力应变等,并给出了一个关于最大下压载荷和初始缺陷长度的

\* 收稿日期: 2013-06-07; 修订日期: 2013-07-24

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973计划)(2011CB013702);国家自然科学基金(50979113)

作者简介: 车小玉(1989—),女,河南人,硕士(通讯作者, E-mail: 1121029004@fudan.edu.cn)。

无量纲形式的半经验公式,后来这个经验公式被广泛用于海管的隆起屈曲设计.1999年 Sris-kandarajah 等<sup>[5]</sup>指出双层管截面弯曲刚度有顺应和不顺应两种情况;而且刚度顺应时,双层管弯曲可以当作等效刚度的单层管处理,刚度不顺应时,情况就变得复杂了.同一年, Vaz 等<sup>[6]</sup>指出双层海管可能发生内管的正弦屈曲.2002年, Boreas Consultants, TWI 和 Cambridge 大学<sup>[7]</sup>共同发起了 JIP (joint industry project) 项目,其研究成果认为,管道屈曲的发生主要由以下3个参量控制:管道中的轴力、管道的不直度与侧向约束;尽管只有3个控制参量,但是每一个参量却涉及很多实际的变量,使得其真实大小存在很大的不确定性.2009年, Jukes 等<sup>[8]</sup>指出超高温双层管可能发生螺旋屈曲.2012年, Kristoffersen 等<sup>[9]</sup>用有限元技术给出了不平坦海床上某条双层管整体屈曲分析流程和结果.

在实验方面,1974年 Palmer 等<sup>[10]</sup>通过实验研究了临界管道内压对轴端固定的单层管道侧向屈曲的影响,并且指出当内压大于临界压力时管道会发生侧向屈曲.1990年 Schaminee 等<sup>[11]</sup>在实验室内建立并测试了管道在沙土、岩石和粘土等不同土体下发生隆起屈曲的全尺寸模型,分析研究了管道发生垂向移动时与土体的作用机理,并测试了隆起过程中管道垂向载荷变化的规律.1995年 Maltby 等<sup>[12-13]</sup>对海底埋地管道隆起屈曲进行了缩比实验研究,并测试了隆起屈曲受底部土体初始缺陷的影响程度.1999年 Finch<sup>[14]</sup>提出了针对埋设型小管径管道的回填土体特性对隆起屈曲的影响.

在我国,刘志刚等<sup>[2]</sup>从理论和工程实践两方面分析比较了控制侧向屈曲的各种方法.大连理工大学刘羽霄<sup>[15]</sup>对高温/高压海底管道横向热屈曲机理及控制措施进行了研究.赵天奉等<sup>[1]</sup>提出高温荷载下刚性连接双层海底管道的侧向屈曲分析方法,并研究了该类管道的侧向屈曲特性.刘润等<sup>[16]</sup>对温度应力下海底管线发生整体屈曲的工程措施进行了研究.

以上研究成果表明海底管道屈曲的激发条件是管道的有效轴力大于或等于某个临界载荷,该结论是根据单层管实验和分析得来的,对双层管是否适用仍需研究.另外,双层管的应力分布远比单层管复杂,在其屈曲过程中内外管接触的高效模拟是目前工业界的一个难题.本文主要应用双层管整体屈曲装置对双层管道进行整体屈曲模型实验分析,并采用最新的管中管单元技术对双层管整体屈曲行为进行模拟,验证了双层管整体屈曲理论中提出的若干重要假设.

## 1 海底管道隆起屈曲理论

早期对于温度引起管道隆起屈曲的研究是在铁路的铁轨变形基础上进行的<sup>[17]</sup>.Hobbs 建立了海底管道垂向屈曲模型<sup>[3]</sup>,该模型视管道为均布力的弹性梁结构,在小坡角变形的假设下,认为隆起的最高处受力弯矩为0.建立的微元如图1所示.

在该模型下,管线简化成弹性梁模型,其受到的轴向力为 $P$ ,抗弯刚度为 $EI$ .保持单位长度管道维持现有状态时,需要的向下均布力 $q$ 的大小为

$$q = -\frac{dS}{dx}, \quad (1)$$

其中, $S$ 表示竖直方向的剪力;对该微元取弯矩平衡,有

$$P \frac{dy}{dx} + \frac{dM}{dx} - S = 0. \quad (2)$$

由上述两个方程,有

$$q = -P \frac{d^2 y}{dx^2} - \frac{d^2 M}{dx^2}. \quad (3)$$

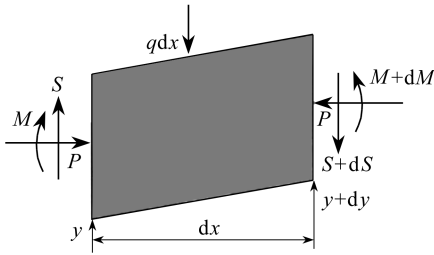


图1 理想管道的分析微元

Fig.1 Analysis micro-unit for the ideal pipeline

由于本模型假设管道始终处于弹性阶段,因此弯矩  $M$  可以表示为

$$M = EI \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (4)$$

进而可以得到

$$q = -EI d^4 y / dx^4 - P d^2 y / dx^2. \quad (5)$$

该方程的解为

$$y = A \cos kx + B \sin kx + Cx + D - \frac{qx^2}{2P}, \quad (6)$$

式中

$$k^2 = \frac{P}{EI}. \quad (7)$$

考虑到系统的对称性,有

$$B = C = 0. \quad (8)$$

可以求得上述方程解中的系数:

$$A = -\frac{q}{k^2 P \cos(KL/2)}, \quad D = \frac{q}{k^2 P} + \frac{qL^2}{8P}. \quad (9)$$

所以

$$y = \frac{q}{k^2 P} \left( -\frac{\cos kx}{\cos(KL/2)} - \frac{k^2 x^2}{2} + \frac{K^2 L^2}{8} + 1 \right), \quad (10)$$

其中未知屈曲长度  $L$  可以通过如下条件获得,即屈曲端部的挠度为 0.

由此推出

$$\tan \frac{kL}{2} = \frac{kL}{2}, \quad (11)$$

求解出管道的最小屈曲长度为:  $kL = 8.986 8$ .

比较管道屈曲段内的轴向力  $P$  与未发生屈曲段的轴向力  $P_0$ ,很明显  $P$  小于  $P_0$ ,轴向力在管道变形过程中得到了释放,轴向力的释放可以通过如下方程计算:

$$P - P_0 = \frac{EA}{L} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{y'^2}{2} dx. \quad (12)$$

对上述方程及边界条件进行联合求解可以得到

$$P = 80.76 \frac{EI}{L^2}, \quad (13)$$

$$P_0 = P + \frac{qL}{EI} [1.597 \times 10^{-5} EA \mu q L^5 - 0.25(\mu EI)^2]^{1/2}. \quad (14)$$

可以求出管道垂向屈曲的最大隆起高度为

$$\hat{y} = 2.408 \times 10^{-3} \frac{qL^4}{EI}. \quad (15)$$

由式(15),可以得到隆起屈曲长度与隆起屈曲高度的关系表达式:

$$L = 4.51 \left( \frac{HEI}{q} \right)^{0.25}. \quad (16)$$

上述过程即为理想单层管道发生隆起屈曲的理论解析过程,对于工程实际的计算分析具有一定的指导意义。

双层管整体屈曲时内外管会发生相互耦合,因此单层管屈曲理论不能简单套用.本文首先将进行模型实验,对双层管整体屈曲的一些基本现象和规律进行研究,它们是对双层管理论分析非常有用的基本假设.双层管的相互作用不仅发生在内外管的焊接部位,也发生在内外管接触侧壁上.为了准确地模拟它们的相互作用,理论上可以使用壳单元来模拟管壁,但是对于工业应用来说,一条实际管道通常有十多公里,这将导致产生数百万个单元的有限元模型,模拟将耗时耗力,且实用性很小.为了高效地模拟双层管整体屈曲,本文采用了一种叫做管中管单元的新技术来模拟双层管,其理论基础介绍如下<sup>[18]</sup>:

如图2所示,管中管单元的接触方程可以表达为下面的形式:

$$-n(h + h_0) = \mathbf{X} - \mathbf{X}_1, \quad (17)$$

其中  $h$  是接触过盈量,  $h_0$  是环向空隙,  $\mathbf{X}$  是内管可能与外管接触的某点,  $\mathbf{X}_1$  是某内管节点,  $\mathbf{n}$  为单位法向量。

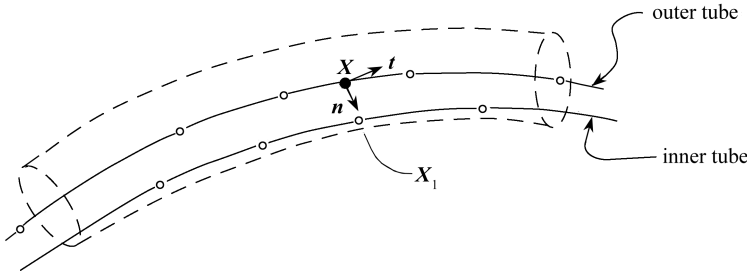


图2 管中管接触单元

Fig.2 Tube-to-tube contact element

根据有限形函数理论有

$$\mathbf{n}(h + h_0) = -N_i(g)\mathbf{X}_i,$$

其中  $g$  为管道位置变量,且当单元为线性单元时有

$$N_1(g) = -1, N_2(g) = 1/2, N_3(g) = 1/2(1 + g);$$

单元是二次单元时有

$$N_1(g) = -1, N_2(g) = 1/2g(g - 1), N_3(g) = 1 - g^2, N_4(g) = 1/2g(g + 1).$$

对上式进行线性化有

$$\delta\mathbf{n}(h + h_0) + \mathbf{n}\delta h = -\mathbf{t}\delta s - N_i\delta\mathbf{X}_i,$$

其中  $\mathbf{t}$  为单位切向量,  $\delta s$  为滑移方向位移变化量。

当内外管接触时,  $h = 0$ , 因此法向上有:  $\delta h = -N_i\mathbf{n} \cdot \delta\mathbf{X}_i$ ; 切向上有:  $\delta s = -h_0\mathbf{t} \cdot \delta\mathbf{n} - N_i\mathbf{t} \cdot \delta\mathbf{X}_i$ ; 另外定义与  $\mathbf{t}, \mathbf{n}$  平面垂直的单位法向量:  $\mathbf{s} = \mathbf{t} \times \mathbf{n}$ , 即有:  $\delta s_2 = -N_i\mathbf{s} \cdot \delta\mathbf{X}_i$ ; 其中  $\delta s_2$  为横向滑移方向位移变化量。

上述3个变分方程分别对  $h, s$  和  $s_2$  微分即可得该类单元的初始应力刚度矩阵。

## 2 模型实验方案

本模型实验涉及到一整套双层管整体屈曲实验模拟装置<sup>[19]</sup>。双层管整体屈曲实验装置主要由转盘、丝杠、抱箍、螺杆、螺丝、压力传感器、双层管、抱紧装置、底座、导轨等组成。实验台长 8 m, 宽 2 m, 高 0.5 m, 此实验装置的实物图如图 3 所示。此装置不仅可以验证双层管屈曲理论中提出的若干假设; 还可以研究理想情况下双层管整体屈曲已有分析模型和方法的有效性, 并为新理论和新方法的建立提供基础实验数据。

本实验使用螺杆驱动内管的轴力加载方式, 螺杆与内层管之间安装力传感器, 测量螺杆施加在内层管上的轴力, 如图 4 所示。此外, 在内外管壁各贴若干组应变片, 用于测量内外管应变。应变片自一端始, 每隔 200 mm 配置一对应变片: 一个灵敏应变片和一个温度补偿片; 反面也对应配置一对, 贴完应变片的管道如图 5 所示。

轴力加载基本步骤流程如下: 1) 校准装置, 用东华测试应变仪进行平衡和清零, 并且调节丝杠的位置, 把初始轴力调整为 0; 2) 缓慢加载, 并进行拍摄, 实时记录管线状态; 3) 记录发生屈曲时的轴力及各应变。

本实验的测试装置采用 DH5923 动态测试应变仪, 用 DH3810 连接传感器、应变片和应变仪, 电脑和应变仪通过 1394 接口连接起来, 测试装置如图 6 所示。

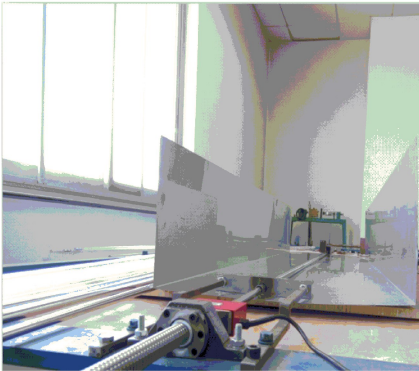


图 3 实验装置图  
Fig.3 The experimental apparatus

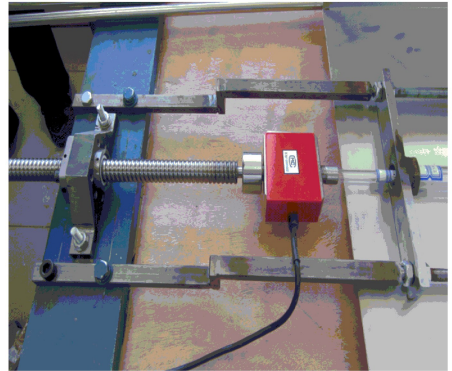


图 4 加载与测力装置  
Fig.4 The loading and measuring apparatus



图 5 贴完应变片的管道  
Fig.5 The pipeline with strain gages



图 6 动态测试装置  
Fig.6 The dynamic testing apparatus

实验所采用管道参数如表 1 所示。



表 1 管道截面参数

Table 1 Section parameters of the test pipes

parameter	material					
	PMMA			stainless steel		
outer diameter $D$ /mm	40	20	14	10	8	6
wall thickness $t$ /mm	3	2	2	1.5	—	—
length $L$ /m	2	2	2	2	2.2	2.2
elastic modulus $E$ /MPa	2 500			190 000		
Poisson's ratio $\nu$	0.28			0.3		
thermal expansion coefficient $\alpha$ / $^{\circ}\text{C}^{-1}$	$12 \times 10^{-5}$			$1.08 \times 10^{-5}$		

### 3 整体屈曲实验

按照管道屈曲的方向,整体屈曲通常可以分为侧向屈曲与隆起屈曲两种形式。由于双层海底管道在较深海域一般未作埋设而是直接铺设在海床上,双层管在这种情况下就比较容易发生侧向屈曲。海底管线在铺设安装过程中可能因为操作不当或其它原因,使得管线在海底时存在局部的初始隆起。由于管道铺设在沟槽中,除了管道上方为回填土体,其余3个方向也有无限厚度的海土,当海底管线的轴向载荷达到某一临界载荷大小时,管道就将在具有初始缺陷的位置发生隆起屈曲。

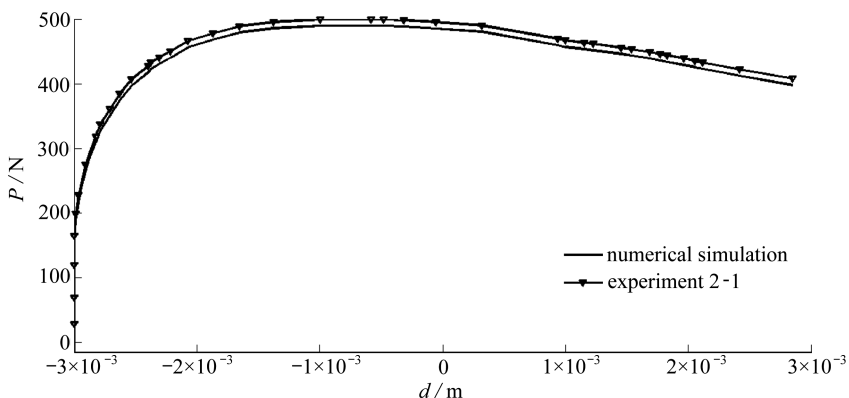
#### 3.1 隆起屈曲实验

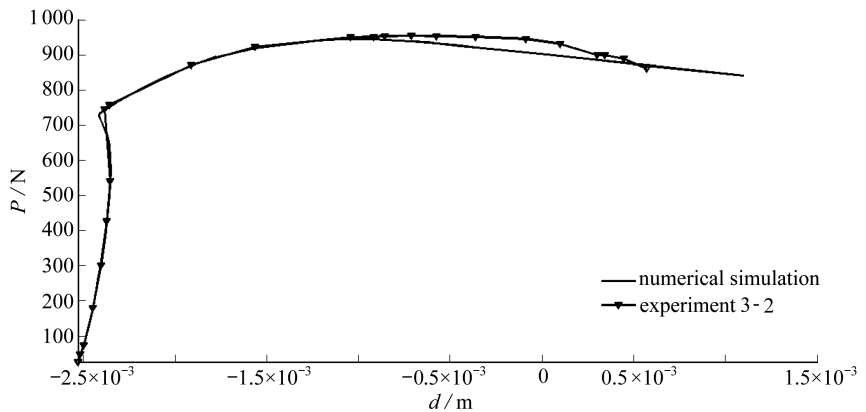
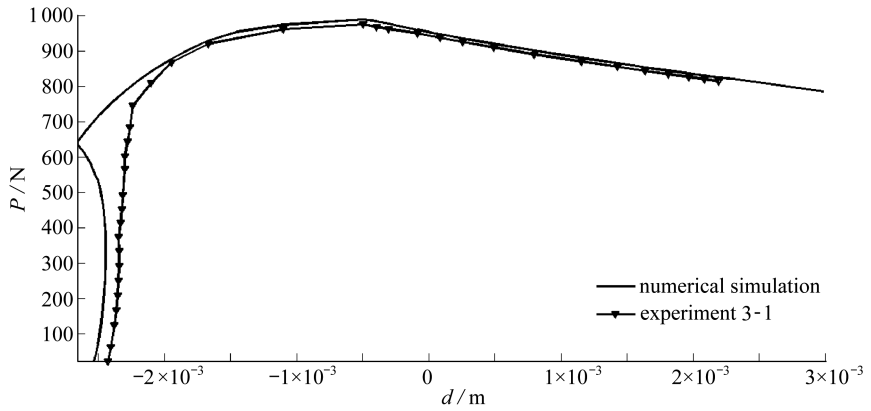
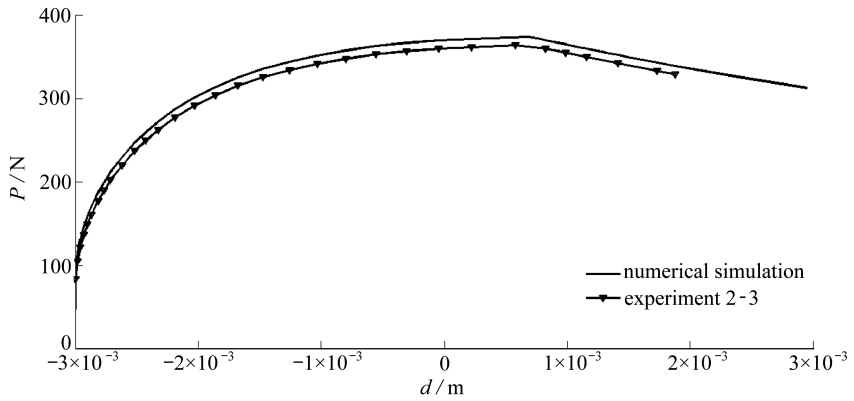
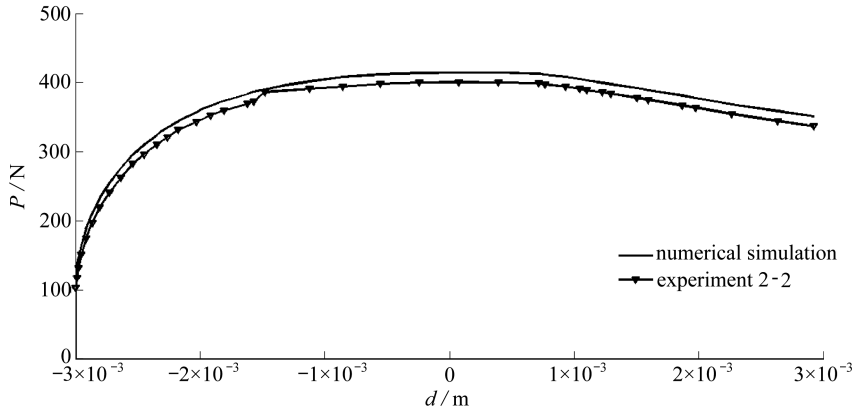
在管道隆起屈曲实验中,对双层管道两侧用挡板施加侧向力,然后缓慢施加轴向载荷。对测量得到的不同初始不直度的管道,进行隆起屈曲实验,具体实验数据如表2所示。用本文建立的有限元模型进行数值模拟,得到模型实验与数值模拟的轴力与位移对比图如图7所示。

表 2 隆起屈曲临界轴力

Table 2 Critical axial forces in the cases of upheaval buckling

experiment series No.	outer pipe		inner pipe	out of straightness	critical axial force
	$D$ /mm	$t$ /mm	$D$ /mm	$e$	$P_{cr}$ /N
2-1	20	2	6	0.001	499.566 3
2-2	20	2	6	0.002	400.031 4
2-3	20	2	6	0.003	366.488 9
3-1	20	2	8	0.003 9	974.662 6
3-2	20	2	8	0.003 95	952.562 9
3-3	20	2	8	0.004	906.286 0





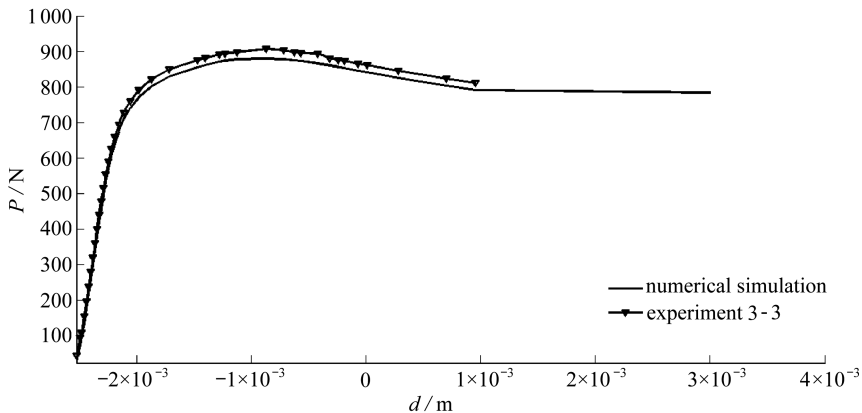


图7 管道中点轴力与位移图

Fig.7 Axial forces vs. displacements at the middle points of the test pipelines

当对管道覆土时,管道同样会发生隆起屈曲,本实验对第2组的双层管道组合进行覆土实验,管道放在一个铁皮做的U型槽内,用沙子平铺在管道上面,用刮沙器刮平沙子表面,然后对管道施加轴向压力,直至管道发生隆起屈曲,管道隆起前和隆起后如图8和9所示,其具体参数如表3所示,对比图如图10所示。

表3 覆土管道临界轴力

Table 3 Critical axial forces of the buried pipelines

experiment series No.	4-1	4-2
soil fill height $H$ /mm	25	32
critical axial force $P_{cr}$ /N	475.107 9	577.662 9



图8 隆起屈曲前

Fig.8 Before upheaval buckling



图9 隆起屈曲后

Fig.9 After upheaval buckling

从表2可以看出,随着管道初始不直度的增大,管道的初始缺陷也越大,管道隆起屈曲的临界轴力越小,管道的初始缺陷对临界轴力的影响非常大。从图7和图10可以看出,数值模拟和模型实验的结果相差不大,且轴力最大时管道发生隆起屈曲。当用公式(13)和(19)进行计算时,把双层管等效成单层管,理论计算出来的临界轴力比数值模拟和实验结果相比都偏小。

### 3.2 侧向屈曲实验

在管道侧向屈曲实验中,将管道裸置在实验台上并缓慢施加轴向载荷,管道将会发生侧向屈曲。侧向屈曲的实验数据如表4所示,与第1组实验隆起屈曲的对比图如图11所示。



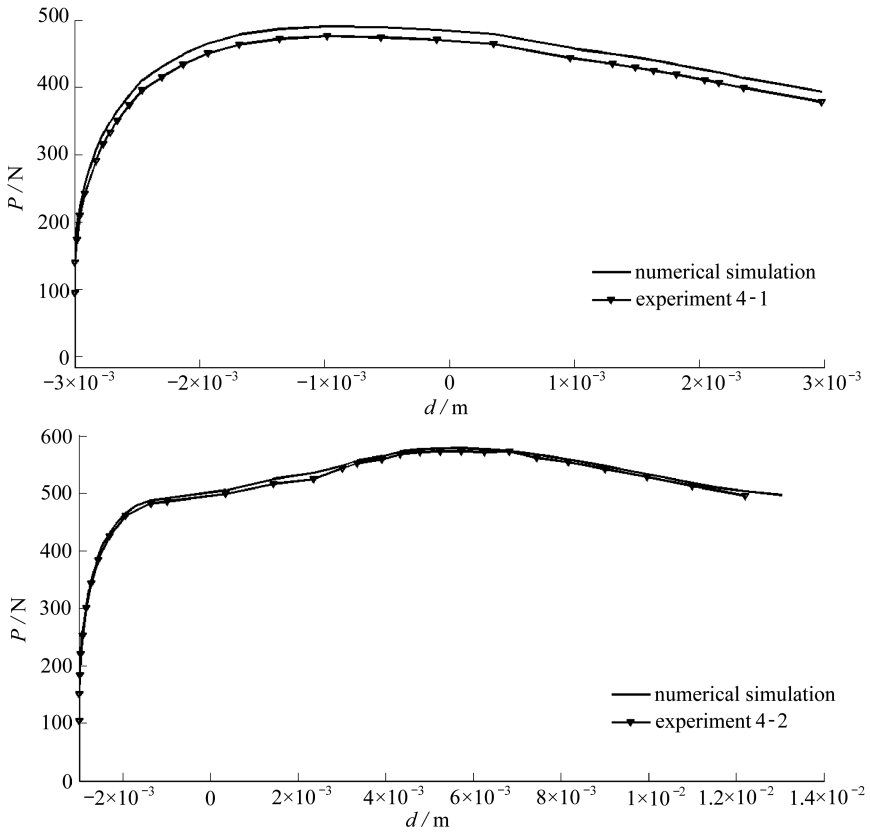


图 10 覆土管道数值模拟与模型实验对比图

Fig.10 Comparison between model experiment and numerical simulation of the buried pipelines

表 4 侧向屈曲实验数据

Table 4 Experimental data in the cases of lateral buckling

outer pipe		inner pipe		critical axial force $P_{cr} / N$			average value
$D / mm$	$t / mm$	$D / mm$	$t / mm$	5-1	5-2	5-3	$P_m / N$
20	2	10	1.5	104.480 6	110.782 7	123.389 4	112.884 2

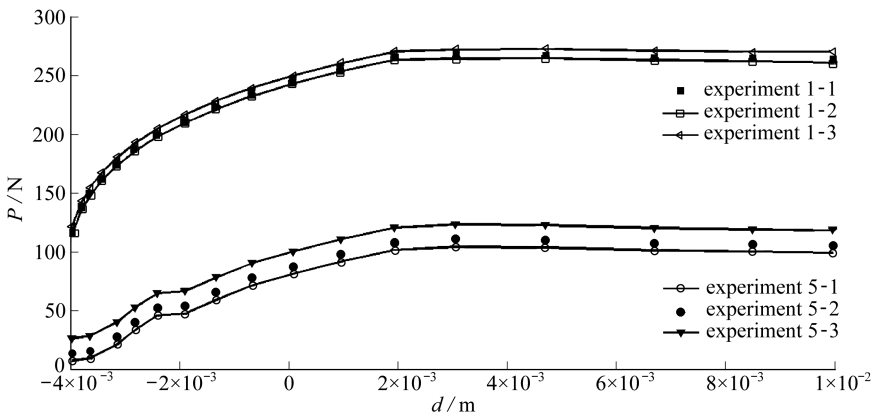


图 11 隆起屈曲与侧向屈曲实验对比图

Fig.11 Experimental comparison between upheaval buckling and lateral buckling

从图 11 的对比图可以看出侧向屈曲比隆起屈曲发生所需要的临界轴力要小。

### 3.3 螺旋屈曲实验

隆起屈曲和侧向屈曲是管道整体屈曲中常见的失效模式, Jukes 等<sup>[8]</sup>指出当内外管的刚度不一致时, 超高温双层管可能发生内管的螺旋屈曲, 实际上当内外管的刚度相差大的时候就会发生内管的正弦屈曲或螺旋屈曲。螺旋屈曲后的管道形态如图 12 所示, 螺旋屈曲的实验数据如表 5 所示。

表 5 螺旋屈曲实验数据

Table 5 Experimental data in the cases of helical buckling

experiment series No.	outer pipe		inner pipe		critical axial force $P_{cr} / \text{N}$
	$D / \text{mm}$	$t / \text{mm}$	$D / \text{mm}$	$t / \text{mm}$	
6-1	40	3	10	1.5	359.383 8
7-1	40	3	14	2	627.820 7
8-1	40	3	20	2	696.693 6

## 4 数值模拟

本文的有限元分析模型采用的管道初始形状的表达式如式(18)所示<sup>[20]</sup>:

$$f = w_0(0.707 - 0.26176\pi^2x^2/L_0^2 + 0.293\cos(2.86\pi x/L_0)), \quad (18)$$

其中,  $w_0$  为初始缺陷的高度,  $L_0$  为初始缺陷长度, 缺陷形状假设关于  $x = 0$  对称, 如图 13 所示。在 Hobbs 理论基础上, Taylor 和 Tran 推导出此种缺陷类型对应的临界隆起屈曲轴向荷载为<sup>[21]</sup>

$$P_{cr} = 1.5848 \left( \frac{EIq}{w_0} \right)^{1/2}. \quad (19)$$

在有限元分析模型中, 内外管道用梁单元(本文采用 PIPE21)模拟, 内外管相互作用用管中管单元(本文采用 IIT21)模拟。当进行裸置管道隆起屈曲模拟时, 管道和海床之间设置为面对面接触, 管道和海床均被划分为 200 个单元。在对埋置管道进行隆起屈曲模拟时, 采用管土相互作用单元(PSI24), 可以有效地解决管道和土壤作用的非线性问题。所有的有限元分析模型中计算分为两个分析步, 第一步在内外管道上施加均布的重力载荷, 第二步通过定义温度场变量来逐步增加内管的温度载荷。双层海底管道内管屈曲后的应力云纹图如图 14 所示, 覆土管道屈曲后的应力云纹图如图 15 所示。

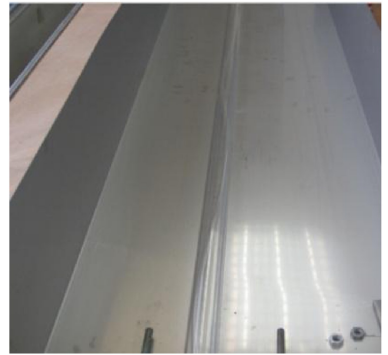


图 12 螺旋屈曲

Fig.12 The helical buckling

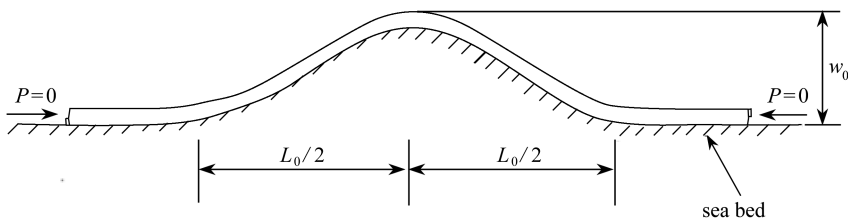


图 13 缺陷初始形状

Fig.13 The initial imperfection shape

利用本节建立的有限元分析模型和上面的模型实验结果做对比,画出内管中点轴向应力随着位移的变化曲线.为了验证该有限元模型与实验结果的准确性,进行了如表 6 所示的一组实验.然后把实验结果和本节所述的有限元计算结果相比较,可以得到如图 16 所示的位移-轴力曲线.数值模拟得到的临界轴力为 271 N,二者间的误差值为 1.15%,所以该方法是可行的.

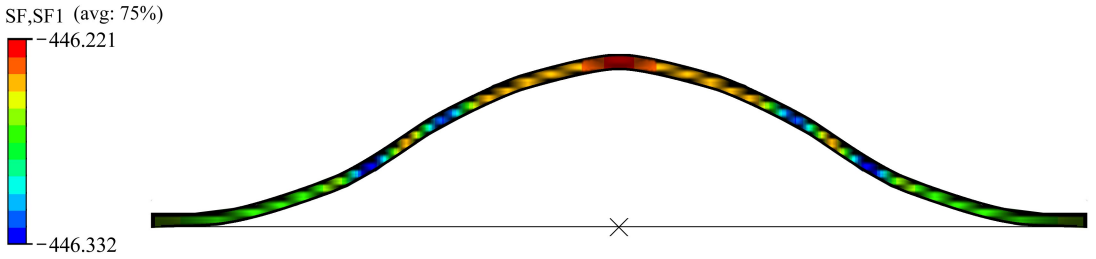


图 14 内管屈曲后的轴向应力云纹图(单位: Pa)

Fig.14 Axial stress contour of the buckling inner pipe(unit: Pa)

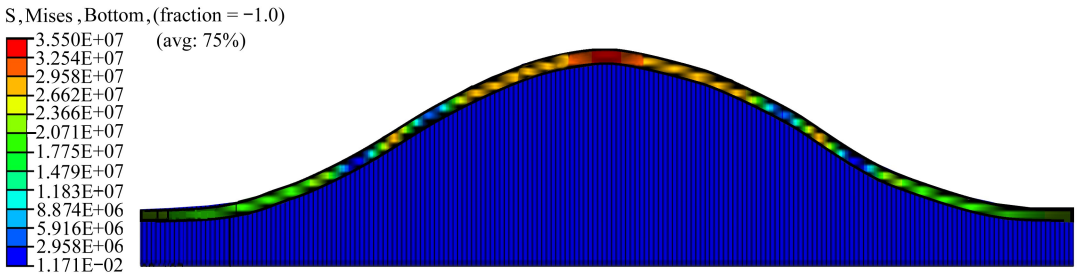


图 15 覆土管道屈曲后的应力云纹图(单位: Pa)

Fig.15 von Mises stress contour of the buckling buried pipeline(unit: Pa)

表 6 实验数据

Table 6 Experimental data

outer pipe		inner pipe		critical axial force $P_{cr} / N$			the average value
$D / mm$	$t / mm$	$D / mm$	$t / mm$	1-1	1-2	1-3	$P_m / N$
20	2	10	1.5	266.384 2	264.813 1	272.565 3	267.920 8

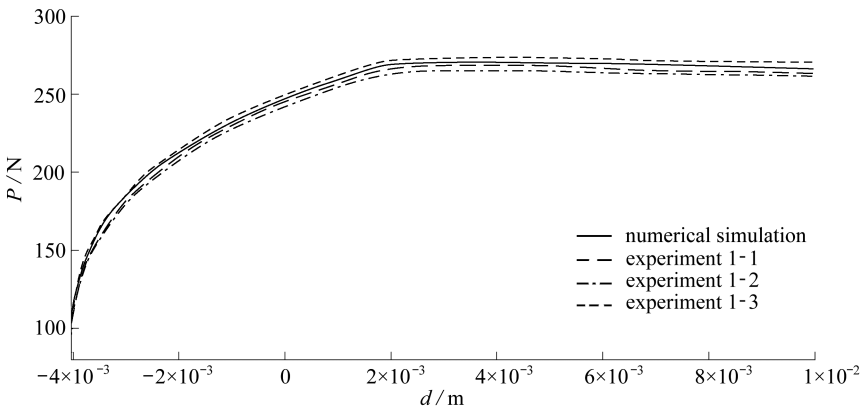


图 16 数值模拟与模型实验结果对比

Fig.16 Comparison between model experiment and numerical simulation of the verification pipelines

## 5 结 论

本文对双层海底管道进行了整体屈曲实验研究以及数值模拟,对结果进行了对比,得到以下结论:

1) 双层管发生整体屈曲的条件同单层管是基本一致的,即轴力大于临界轴力;对双层管道来讲,侧向屈曲所需要的临界应力小于隆起屈曲所需要的临界应力;单层管的这些基本理论同样适用于双层管。

2) 随着管道初始不直度的增大,管道发生整体屈曲的临界压力明显减小,并且管道的临界压力对初始不直度是非常敏感的;埋置管道的临界屈曲压力会随着覆土高度的增加而增大。

3) Hobbs 经典热屈曲理论公式无法考虑管道的初始不直度,而管道的初始不直度对临界屈曲压力的影响是非常大的;虽然 Taylor 和 Tran 考虑了管道初始不直度的影响,但是其理论成果也是建立在 Hobbs 理论基础上的,因此发生整体屈曲的有初始不直度的双层管屈曲形态不能用它们来分析,建议采用数值模拟。

4) 当双层管外管的刚度远大于其内管时,可能发生内管的正弦和螺旋屈曲,在模型实验中已经验证了这一点,此时 Hobbs 等人的理论结果已经完全不适用了。

### 参考文献(References):

- [1] 赵天奉, 段梦兰, 潘晓东. 刚性连接双层海底管道高温侧向屈曲分析方法研究[J]. 海洋工程, 2008, 26(3): 65-69. (ZHAO Tian-feng, DUAN Meng-lan, PAN Xiao-dong. An approach of lateral buckling analysis of HT non-compliant PIP systems[J]. *Ocean Engineering*, 2008, 26(3): 65-69. (in Chinese))
- [2] 刘志刚, 孙国民. 海底管道侧向屈曲分析[J]. 中国造船, 2008, 49(增刊2): 516-522. (LIU Zhigang, SUN Guo-min. Analysis on the lateral buckling of subsea pipeline[J]. *Shipbuilding of China*, 2008, 49(special 2): 516-522. (in Chinese))
- [3] Hobbs R E. In-service buckling of heated pipelines[J]. *Journal of Transportation Engineering*, ASCE, 1984, 110(2): 175-189.
- [4] Palmer A C, Ellinas C P, Richards D M, Guijt J. Design of submarine pipelines against upheaval buckling [C]//*Proceedings of the 22nd Offshore Technology Conference*. Houston, Texas, 1990: 551-560.
- [5] Sriskandarajah T, Anurudran G, Ragupathy P, Wilkins R. Design considerations in the use of pipe-in-pipe systems for Hp/Ht subsea pipelines [C]//*Proceedings of the 9th International Offshore and Polar Engineering Conference*. Brest, France, 1999: 672-682.
- [6] Vaz M A, Patel M H. Lateral buckling of bundled pipe systems[J]. *Marine Structures*, 1999, 12(1): 21-40.
- [7] Bruton D, Carr M, Crawford M, Poiate E. The safe design of hot on-bottom pipelines with lateral buckling using the design guideline developed by the SAFEBUCK joint industry project [C]//*Proceedings of the Deep Offshore Technology Conference*. Vitoria, Espirito Santo, Brazil, 2005: 1-26.
- [8] Jukes P, Eltaher A, Sun J. Extra high-pressure high-temperature(XHPHT) flowlines—design considerations and challenges [C]//*Proceedings of the ASME 28th International Conference*

- on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. Honolulu, Hawaii, 2009: 1-10.
- [9] Kristoffersen A S, Askund P O, Nyström P R. Pipe-in-pipe global buckling and trawl design on uneven seabed[C]//*Proceedings of the 22nd International Offshore and Polar Engineering Conference*. Rhodes, Greece, 2012: 166-172.
- [10] Palmer A C, Baldry J A S. Lateral buckling of axially constrained pipelines[J]. *Journal of Petroleum Technology*, 1974, 26(11): 1283-1284.
- [11] Schaminee P E L, Zorn N F, Schotman G J M. Soil response for pipeline upheaval buckling analyses: full-scale laboratory tests and modelling[C]//*Proceedings of the 22nd Offshore Technology Conference*. Houston, Texas, 1990: 563-572.
- [12] Maltby T C, Calladine C R. An investigation into upheaval buckling of buried pipelines—I: experimental apparatus and some observations[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1995, 37(9): 943-963.
- [13] Maltby T C, Calladine C R. An investigation into upheaval buckling of buried pipelines—II: theory and analysis of experimental observations[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1995, 37(9): 965-983.
- [14] Finch M. Upheaval buckling and floatation of rigid pipelines: the influence of recent geotechnical research on the current state of the art[C]//*Proceedings of the Offshore Technology Conference*. Houston, Texas, 1999: 1-10.
- [15] 刘云霄. 高温/高压海底管道横向热屈曲机理及控制措施研究[D]. 博士论文. 大连: 大连理工大学, 2010. (LIU Yu-xiao. Studies of HT/HP subsea pipelines on lateral buckling mechanism and controlling measurements[D]. PhD Thesis. Dalian: Dalian University of Technology, 2010. (in Chinese))
- [16] 刘润, 王武刚, 闫澍旺, 吴新利. 防止温度应力下海底管线发生整体屈曲的工程措施研究[J]. *应用数学和力学*, 2012, 33(6): 740-753. (LIU Run, WANG Wu-gang, YAN Shu-wang, WU Xin-li. Engineering measures for preventing upheaval buckling of buried submarine pipelines[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2012, 33(6): 740-753. (in Chinese))
- [17] Kerr A D. On thermal buckling of straight railroad tracks and the effect of track length on the track response[R]. National Technical Information Service. 76-TR-19 Res Rpt, 1976.
- [18] Simulia D. *Abaqus 6.11 Theory Manual*[M]. USA: DS SIMULIA Corp, 2011.
- [19] 段梦兰. 双层管整体屈曲模拟实验装置: 中国, 201210101723[P]. 2012-08-15. (DUAN Meng-lan. Global buckling simulation experimental apparatus for the pipe in pipe systems: China, 201210101723[P]. 2012-08-15. (in Chinese))
- [20] Karampour H, Albermani F, Gross J. On lateral and upheaval buckling of subsea pipelines[J]. *Engineering Structures*, 2013, 52: 317-330.
- [21] Taylor N, Tran V. Experimental and theoretical studies in subsea pipeline buckling[J]. *Marine Structures*, 1997, 9(2): 211-257.

# Experimental Study and Numerical Simulation of Global Buckling of Pipe-in-Pipe Systems

CHE Xiao-yu<sup>1</sup>, DUAN Meng-lan<sup>1,2</sup>, ZENG Xia-guang<sup>2</sup>,  
GAO Pan<sup>1</sup>, PANG Yi-qian<sup>1</sup>

(1. *Department of Mechanics and Engineering Science, Fudan University, Shanghai 200433, P.R.China;*

2. *College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum-Beijing, Beijing 102249, P.R.China)*

**Abstract:** Offshore pipelines are usually buried to avoid damage from fishing activities and get thermal insulation. Provided that the pipelines are sufficiently confined in the lateral direction by the passive resistance of the trench walls, they may be liable to upheaval buckling caused by rise in axial force due to temperature changes or other factors. Unless lateral restraint is provided, by trenching the line, for example, lateral buckling will be dominant. The axial compressive force is the primary cause of pipeline buckling. Lateral buckling takes place at a lower axial compressive force than upheaval buckling. The complex structure of the pipe-in-pipe (PIP) system makes global buckling difficult to tackle by theoretical analysis. An experimental study of the global buckling of pipelines was conducted by means of a small-scale model test apparatus. Results were presented for several tests involving both the relationship between the axial force and displacement and the critical axial force. Furthermore, the efficient finite element model was used to simulate the pre-buckling and post-buckling states of the pipeline with the latest tube-to-tube technology. The comparison shows that the numerical simulation results agree well with the experimental ones.

**Key words:** pipe-in-pipe system; global buckling; critical axial force; model experiment; tube-to-tube technology ; finite element

**Foundation item:** The National Basic Research Program of China ( 973 Program ) (2011CB013702) ; The National Natural Science Foundation of China (50979113)