

# 考虑流体升力作用的海洋钻井 隔水管变形特性分析\*

冯钰钦<sup>1</sup>, 艾志久<sup>1</sup>, 艾雨<sup>2</sup>

(1. 西南石油大学 机电工程学院, 成都 610500;  
2. 中国民用航空局 西南地区空中交通管理局, 成都 610000)

**摘要:** 为了分析隔水管在复杂海洋环境下的变形,采用能量法及变分原理建立了隔水管的力学行为模型,并通过中心差商法对模型进行了数值分析.得到了隔水管的三维变形图,并通过计算机编程针对影响隔水管变形的主要因素进行了分析.结果表明,流体升力因素对隔水管变形有一定程度的影响;浮式钻井平台偏移量对隔水管变形的影响十分显著,隔水管变形随着偏移量的增加而增大;浮力块的安置虽然一定程度地增加了隔水管的变形,但却可以较好地改善隔水管的受力情况;隔水管变形随着顶部张力和钻井液密度的增大而减小.

**关键词:** 隔水管; 流体升力; 海洋钻井; 能量法

**中图分类号:** TE951      **文献标志码:** A

**doi:** 10.3879/j.issn.1000-0887.2016.01.004

## 引言

隔水管是连接海上浮式钻井平台和海底井口装置的重要设备,是整个钻井设备系统中较为薄弱的环节,其在钻井过程中主要起着隔离内部钻井液和外部海水的作用.在深水 and 超深水环境下,隔水管系统受到复杂浪、流等恶劣环境载荷和气候的影响,加之海洋环境的复杂多变,为了保证隔水管保持良好的工作性能,对隔水管进行相关的特性研究有着重要的现实意义.

目前,国内外已有一些学者对海洋钻井隔水管进行了相关的研究<sup>[1-3]</sup>.贾星兰等<sup>[4]</sup>利用能量法建立了简化的隔水管力学基本方程.朱克强等<sup>[5]</sup>计算了隔水管的临界位移和弯矩分布,其计算表明隔水管最大弯矩发生在靠近水面端区域.Yang等<sup>[6]</sup>建立了一个简化的力学模型,并分析了隔水管的动态响应.Leklong等<sup>[7]</sup>将隔水管简化为二维梁单元,运用有限元法对钢悬链隔水管进行了非线性自由振动分析,得到了隔水管在不同顶张力下的变形.Li等<sup>[8]</sup>和 Chang等<sup>[9]</sup>对隔水管浮式钻井平台在随机波浪和浮式钻井平台发生静态偏移情况下的变形进行了分析.Khan等<sup>[10]</sup>则对隔水管在随机载荷下的振型进行了非线性动态分析.周守为等<sup>[11]</sup>通过实验发现了剪切流作用下的“三分之一效应”,即隔水管的最大变形位移出现在距隔水管顶端三分之一偏下位置.陶云等<sup>[12]</sup>对隔水管横向变形和弯矩进行了研究,但其研究未考虑到内部粘

\* 收稿日期: 2015-06-23; 修订日期: 2015-07-24

作者简介: 冯钰钦(1989—),男,硕士生(E-mail: zhaomu24@aliyun.com);

艾志久(1954—),男,教授,博士生导师(通讯作者. E-mail: aizhijiu123@vip.sina.com).

性流体对管壁的摩擦力作用,王金龙等<sup>[13]</sup>对隔水管在海流作用下的形态进行了分析,但是其理论忽略了海浪载荷的作用,对于深水、超深水钻井隔水管而言,仅考虑海流力难以完整反映出隔水管的行为特性,Wang等<sup>[14-15]</sup>建立了隔水管在横向力和轴向力作用下的力学行为模型,并对隔水管进行了静态特性分析,但是其没有考虑隔水管内部钻井液对隔水管自身力学行为所带来的影响,研究表明隔水管内部钻井液对隔水管变形会有一定程度的影响<sup>[16]</sup>。

以上研究都只考虑了隔水管在单一方向(顺向)的力学行为,并没有考虑横向升力对隔水管变形所造成的影响,本文充分考虑影响隔水管变形的各种内、外部载荷建立模型,并根据隔水管实际工况对影响隔水管变形的主要因素进行了分析,可以为深水、超深水钻井工况下隔水管的设计与隔水管的安全使用提供科学参考和理论依据,具有较高的实用性。

## 1 隔水管模型的建立

### 1.1 基本假设

为了便于进行理论分析与计算,对隔水管及其运动进行了如下的简化和假设:1) 假设管线是由均质、各向同性的材料制成,在运动和变形中都处于线弹性范围内,是一种理想的圆管;2) 由于隔水管上压井、阻流管线相较隔水管管体较细,忽略其刚度对隔水管刚度的影响,因此不考虑隔水管上附属管汇对隔水管的影响;3) 假设隔水管产生的变形是微小的,变形角亦是微小量;4) 隔水管内部充满均匀的钻井液;5) 波浪与海流之间不存在相位差,即两者的作用方向是完全一致的。

### 1.2 隔水管振动方程的建立

由于隔水管的长度远大于其直径,因此将隔水管简化为弹性梁进行力学分析,选取隔水管在轴向任意深度 $z$ 处的一微元段 $dz$ ,隔水管微元段的受力如图1所示,采用能量法建立隔水管的振动方程,隔水管的能量分为变形能、动能与外力做功。

#### 1.2.1 变形能

如图1所示,隔水管微元段的变形能等于弯矩 $M$ 、有效张力 $T_e$ 与剪力 $Q$ 的做功之和,但由于剪力 $Q$ 作用在微元段上的方向相反,因而其做功为0,因此变形能只由弯矩 $M$ 和有效张力 $T_e$ 做功组成。

1) 弯矩 $M$ 在微元段上引起的变形能

$$dE_M = \frac{1}{2} EI \left( \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} \right)^2 dz; \quad (1)$$

2) 有效张力 $T_e$ 在微元段上引起的变形能

$$dE_T = \frac{1}{2} T_e \left( \frac{\partial x}{\partial z} \right)^2 dz; \quad (2)$$

从而可以得到隔水管的总变形能

$$dU = \frac{1}{2} \left[ EI \left( \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} \right)^2 + T_e \left( \frac{\partial x}{\partial z} \right)^2 \right] dz. \quad (3)$$

#### 1.2.2 动能

隔水管的动能由隔水管自身的动能与内部钻井液的动能组成。

1) 隔水管微元段自身的动能

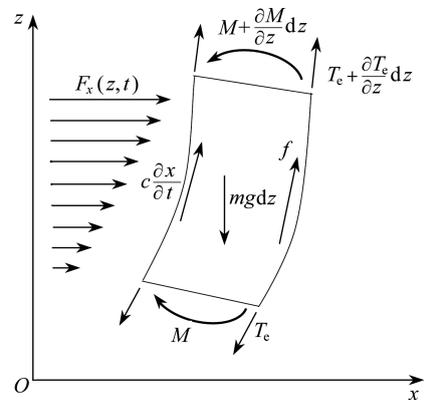


图1 隔水管微元段受力

Fig. 1 The riser infinitesimal analysis model

$$dE_r = \frac{1}{2} m_r \left( \frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 dz. \quad (4)$$

## 2) 内流体的动能

隔水管管内流体的动能为沿  $x, z$  方向的动能之和. 假设隔水管的变形为小变形, 因此内流体的流向与  $z$  轴的夹角极小, 则可得到内流体在  $x, z$  方向的流速:

$$\begin{cases} v_{ix} = \frac{\partial x}{\partial t} + v_f \frac{\partial x}{\partial z}, \\ v_{iz} = v_f. \end{cases} \quad (5)$$

则得到隔水管微元段内流体动能为

$$dE_f = \frac{1}{2} m_f \left[ \left( \frac{\partial x}{\partial t} + v_f \frac{\partial x}{\partial z} \right)^2 + v_f^2 \right] dz, \quad (6)$$

从而得到隔水管微元段的总动能为

$$dE = \frac{1}{2} \left\{ m_r \left( \frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 + m_f \left[ \left( \frac{\partial x}{\partial t} + v_f \frac{\partial x}{\partial z} \right)^2 + v_f^2 \right] \right\} dz. \quad (7)$$

### 1.2.3 外力做功

#### 1) 粘性阻尼做功

$$dE_c = c \frac{\partial x}{\partial t} x dz, \quad (8)$$

式中  $c$  为阻尼系数, 无因次.

#### 2) 波浪、海流力做功

$$dE_w = f(z, t) x dz. \quad (9)$$

#### 3) 摩擦力做功

由于隔水管内钻井液具有一定黏性, 会与隔水管内壁相互摩擦, 因此摩擦力做功不可忽略<sup>[17]</sup>. 该摩擦力大小为

$$f = \frac{\pi}{8} \rho_f \lambda v_f^2 D_r. \quad (10)$$

微元段管内黏性流体引起的摩擦力在轴向做功为

$$dE_g = \frac{\pi}{2} m_f \mu v_f \left[ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} \right) \right] dz, \quad (11)$$

式中  $\mu$  为流体黏性系数, 无因次.

隔水管微元段的外力做功总和:

$$dW = \left\{ \frac{\pi}{2} m_f \mu v_f \left[ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} \right) \right] + cx \frac{\partial x}{\partial t} + f(z, t) x \right\} dz. \quad (12)$$

### 1.2.4 能量方程

设隔水管的振动周期为  $\tau$ , 利用能量法可以得到隔水管在一个周期内的总能量为

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} \int_0^\tau \int_0^l \left\{ EI \left( \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} \right)^2 + T_e \left( \frac{\partial x}{\partial z} \right)^2 - m_r \left( \frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 - 2F(z, t) x - \right. \\ \left. 2c \frac{\partial x}{\partial t} x - m_f \left[ \left( \frac{\partial x}{\partial t} + v_f \frac{\partial x}{\partial z} \right)^2 + v_f^2 \right] - \frac{\pi}{2} m_f \mu v_f \left[ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} \right) \right] \right\} dz dt, \quad (13) \end{aligned}$$

由上式可知,  $\Pi$  是关于  $x(z, t)$  的泛函, 根据能量最低原理, 可能存在  $x(z, t)$  使得  $\Pi$  取得极小

值,而对上式进行变分运算即可得到  $\Pi$  取得最小值的必要条件,要使得上式成立,则存在

$$EI \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + \left[ \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 - T_e \right] \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} + 2m_f v_f \frac{\partial^2 x}{\partial t \partial z} + m_r \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + c \frac{\partial x}{\partial t} = F_x(z, t), \quad (14)$$

式中,  $E$  为隔水管钢材的弹性模量, Pa;  $I$  为隔水管横截面的惯性矩,  $\text{m}^4$ ;  $T_e$  为隔水管有效张力, N;  $m_r$  为单位长度的隔水管质量,  $\text{kg}/\text{m}$ ;  $m_f$  为单位长度的环空钻井液质量,  $\text{kg}/\text{m}$ ;  $v_f$  为环空钻井液的流速,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $F(z, t)$  为海洋环境载荷, N;  $c$  为阻尼系数。

重复上述方法,再建立隔水管横向的平衡方程,就得到了隔水管在顺向与横向的力学平衡方程:

$$\begin{cases} EI \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + \left[ \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 - T_e \right] \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} + 2m_f v_f \frac{\partial^2 x}{\partial t \partial z} + m_r \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + c \frac{\partial x}{\partial t} = F_x(z, t), \\ EI \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + \left[ \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 - T_e \right] \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} + 2m_f v_f \frac{\partial^2 x}{\partial t \partial z} + m_r \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + c \frac{\partial x}{\partial t} = F_y(z, t). \end{cases} \quad (15)$$

### 1.3 隔水管的边界条件

#### 1.3.1 浪流合力(顺向作用力)

浪流合力包括波浪力和海流力,浪流合力并非波浪力与海流力的简单线性叠加,当波浪与海流共同作用于隔水管时,其合力可记为<sup>[18]</sup>

$$F_x(z, t) = \frac{1}{2} C_D \rho_s D_r (v_r + v_c) |v_r + v_c| + \frac{\pi}{4} \rho_s D_r^2 a_r + \frac{\pi}{4} C_m \rho_s D_g^2 a_r, \quad (16)$$

式中,  $\rho_s$  为海水密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $D_r$  为隔水管直径, m;  $v_r$  为海浪速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $v_c$  为海流速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $C_D$  为阻力系数, 无因次;  $C_m$  为附连水质量系数, 无因次。

#### 1.3.2 流体升力(横向作用力)

由于本文假设海流力与波浪力作用方向相同,因此隔水管的横向受力仅有流体升力的作用,其值为<sup>[18]</sup>

$$F_y(z, t) = \frac{1}{2} C_L \rho D_r |v_r + v_c| (v_r + v_c), \quad (17)$$

式中,  $D_r$  为隔水管直径, m;  $C_L$  为升力系数, 无因次。

#### 1.3.3 有效张力

隔水管任一横截面处的有效张力可由下式表示<sup>[18]</sup>:

$$T_e(z) = T_{\text{top}} + \int_z^{z_{\text{top}}} [(m_r + m_f)(\ddot{H}(t) - g)] dz + A_o P_o - A_i P_i, \quad (18)$$

式中,  $T_{\text{top}}$  为隔水管顶张力, N;  $\ddot{H}(t)$  为驳船的升沉加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ;  $g$  为重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ;  $P_o, P_i$  为隔水管管外(内)的静压力, Pa;  $A_o, A_i$  为隔水管的外(内)横截面积,  $\text{m}^2$ 。

#### 1.3.4 边界条件

隔水管上端与浮式钻井平台相连,本文只考虑浮式钻井平台的偏移量而不考虑钻井平台升沉运动的影响,且隔水管上下端均采用铰接方式连接。

当不考虑隔水管顶部球铰和底部球铰的转动刚度时,其边界条件为

$$\begin{cases} EI \frac{\partial^2 x(0, t)}{\partial z^2} = 0, & x_0 = 0, \\ EI \frac{\partial^2 x(l, t)}{\partial z^2} = 0, & x_n = S(t); \end{cases} \quad (19)$$

当考虑隔水管顶部球铰的转动刚度时,则上部边界条件为

$$\begin{cases} EI \frac{\partial^2 x(0,t)}{\partial z^2} = K_d \frac{\partial x(0,t)}{\partial z}, & x_0 = 0, \\ EI \frac{\partial^2 x(l,t)}{\partial z^2} = K_u \frac{\partial x(l,t)}{\partial z}, & x_n = S(t), \end{cases} \quad (20)$$

式中,  $K_u$  为隔水管上部球接头的转动刚度, N/rad;  $K_d$  为隔水管下部球接头的转动刚度, N/rad.

## 2 模型的求解方法

### 2.1 平衡方程的离散

为了求解方程,假设海浪速度  $v_r$  由周期为  $T$  的静态正弦波产生,此时可以用正弦稳态解法来求周期相同的  $x(z,t)$  的值.从而平衡方程中的两个变量  $x$  和  $v_r$  可以用调和函数表示为

$$\begin{cases} x(z,t) = x_a e^{i\omega t} + x_{da}, \\ v_r(z,t) = v_a e^{i\omega t}, \end{cases} \quad (21)$$

式中,  $x_a$  为隔水管平均位移值, m;  $x_{da}$  为隔水管变形位移幅值, m;  $v_a$  为波浪平均速度, m/s, 其值为

$$v_a(z) = \frac{h_w}{2} \omega e^{-k_w(l-z)}, \quad (22)$$

其中,  $h_w$  为浪高, m;  $k_w$  为波数, 无因次.

通过上述假设,隔水管平衡方程可以写成时间  $t$  相关项与时间  $t$  无关项的和.

隔水管顺向平衡方程

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 x_a}{\partial z^4} e^{i\omega t} + EI \frac{\partial^4 x_{da}}{\partial z^4} + \left[ \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 - T_e \right] \frac{\partial^2 x_a}{\partial z^2} e^{i\omega t} + \\ \left[ T_e + \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 \right] \frac{\partial^2 x_{da}}{\partial z^2} + 2m_f v_f i\omega \frac{\partial x_a}{\partial z} e^{i\omega t} + \\ m(-\omega^2 x_a) e^{i\omega t} + ci\omega e^{i\omega t} = \\ \frac{\pi}{4} C_m \rho_s D_r^2 i\omega v_a e^{i\omega t} + \frac{\pi}{4} (C_m - 1) \rho_s D_r^2 i\omega v_a e^{i\omega t} + \frac{1}{2} C_D \rho_s D_r B (v_a e^{i\omega t} + v_{da}); \end{aligned} \quad (23)$$

隔水管横向平衡方程

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 x_a}{\partial z^4} e^{i\omega t} + EI \frac{\partial^4 x_{da}}{\partial z^4} + \left[ \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 - T_e \right] \frac{\partial^2 x_a}{\partial z^2} e^{i\omega t} + \\ \left[ T_e + \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 \right] \frac{\partial^2 x_{da}}{\partial z^2} + 2m_f v_f i\omega \frac{\partial x_a}{\partial z} e^{i\omega t} + \\ m(-\omega^2 x_a) e^{i\omega t} + ci\omega e^{i\omega t} = \\ \frac{1}{2} C_L \rho_s D_r B (v_a e^{i\omega t} + v_{da}); \end{aligned} \quad (24)$$

式中,  $B = (8/3\pi)(v_r + v_{da})_{am}$  为无阻尼线性化因子,  $(v_r + v_{da})_{am}$  为  $(v_r + v_{da})$  的幅值.

根据与时间  $t$  相关和与时间  $t$  无关,可以将隔水管的平衡方程写为:

隔水管顺向平衡方程

$$\left\{ \begin{aligned} & \left\{ EI \frac{\partial^4 x_a}{\partial z^4} + \left[ \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 - T_e \right] \frac{\partial^2 x_a}{\partial z^2} + \right. \\ & \quad \left. 2m_f v_f i \omega \frac{\partial x_a}{\partial z} + m(-\omega^2 x_a) + ci \omega x_a \right\} e^{i\omega t} = \\ & \quad \left\{ \frac{\pi}{4} C_m \rho_s D_r^2 i \omega v_a + \frac{\pi}{4} (C_m - 1) \rho_s D_r^2 i \omega v_a + \frac{1}{2} C_D \rho_s D_r B v_a \right\} e^{i\omega t}, \\ & EI \frac{\partial^4 x_{da}}{\partial z^4} + \left[ \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 - T_e \right] \frac{\partial^2 x_{da}}{\partial z^2} = \frac{1}{2} C_D \rho_s D_r B v_{da}; \end{aligned} \right. \quad (25)$$

隔水管横向平衡方程

$$\left\{ \begin{aligned} & \left\{ EI \frac{\partial^4 x_a}{\partial z^4} + \left[ \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 - T_e \right] \frac{\partial^2 x_a}{\partial z^2} + \right. \\ & \quad \left. 2m_f v_f i \omega \frac{\partial x_a}{\partial z} + m(-\omega^2 x_a) + ci \omega x_a \right\} e^{i\omega t} = \frac{1}{2} C_L \rho_s D_r B v_a e^{i\omega t}, \\ & EI \frac{\partial^4 x_{da}}{\partial z^4} + \left[ \left( 1 - \frac{\pi}{2} \mu \right) m_f v_f^2 - T_e \right] \frac{\partial^2 x_{da}}{\partial z^2} = \frac{1}{2} C_L \rho_s D_r B v_{da}. \end{aligned} \right. \quad (26)$$

通过约去隔水管顺向方程和横向方程式中两端的  $e^{i\omega t}$  则得到一个与时间无关的方程,此时可以使用中心差商法对隔水管的顺向方程和横向方程进行求解.对上式利用中心差商法进行求解,其中

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{\partial x}{\partial z} = \frac{x_{i+1} - x_{i-1}}{2\Delta h}; \quad \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} = \frac{x_{i+1} - 2x_i + x_{i-1}}{(\Delta h)^2}; \\ & \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} = \frac{x_{i+2} - 4x_{i+1} + 6x_i - 4x_{i-1} + x_{i-2}}{(\Delta h)^4}. \end{aligned} \right. \quad (27)$$

## 2.2 边界条件离散

上部边界条件

$$x_{n+1} = \frac{k_u + 2}{k_u + 1} x_n - \frac{1}{k_u + 1} x_{n-1}; \quad (28)$$

下部边界条件

$$x_{-1} = (k_d - 1)x_1; \quad (29)$$

其中

$$k_u = -\frac{K_u \Delta h}{EI}, \quad k_d = -\frac{K_d \Delta h}{EI}.$$

将隔水管划分成  $n$  个微元段,每一段长度为  $\Delta h$ .通过上述的隔水管平衡方程从而可以建立  $n - 1$  个方程,但此时  $n - 1$  个方程含有  $n + 3$  个未知数,还要再将离散后的 4 个边界条件和差商后的  $n - 1$  个方程联合,即可构成含有  $n + 3$  个未知数的  $n + 3$  个方程组.此时即可利用计算机编程对方程组进行求解,从而得到隔水管各个微元段的变形位移值.

## 3 计算分析

### 3.1 隔水管变形

采用表 1 中的隔水管基本参数进行计算,得到考虑流体升力作用的隔水管三维变形位移

图(图 2).隔水管受到顺向力与横向力的共同作用,由于隔水管在顺向所受外力比横向外力大,因此其最大顺向变形位移为 16 m,而最大横向变形位移仅为 3.7 m.由图 2 可知隔水管的最大变形发生在距隔水管顶部的 361 m 处,该结果与文献[11]的结论吻合.图 3 表明虽然隔水管的最大横向位移小于隔水管的最大顺向位移,但是流体升力对隔水管的变形仍存在较大影响,在研究隔水管时流体升力引起的隔水管变形不可忽略.隔水管所受弯矩如图 4 所示,隔水管的最大弯矩发生在隔水管上端,在隔水管的设计和使用过程中都要对此受力段进行重点关注.

表 1 隔水管基本参数

Table 1 The marine riser parameters

parameter	value	parameter	value
riser length $L/m$	1 000	outer diameter $D_r/m$	0.533 4
inner diameter $d_r/m$	0.508	density of riser steel $\rho_r/(kg/m^3)$	7 850
top tension coefficient $C$	$1.2G^*$	offset $S/m$	5
modulus of elasticity $E/Pa$	$2.06 \times 10^{11}$	density of drilling fluid $\rho_f/(kg/m^3)$	1 250
density of water $\rho_s/(kg/m^3)$	1 030	drilling fluid velocity $V_f/(m/s)$	2
wind current velocity $V_w/(m/s)$	1	tidal current velocity $V_t/(m/s)$	0.9
wave period $T/s$	8.8	wave height $h_w/m$	4.9
top rotation stiffness $K_u/(N/rad)$	$1.288 \times 10^7$	bottom rotation stiffness $K_d/(N/rad)$	$2.711 \times 10^7$

注  $G^*$  为隔水管浮重

Note  $G^*$  is the submerged weight of marine risers

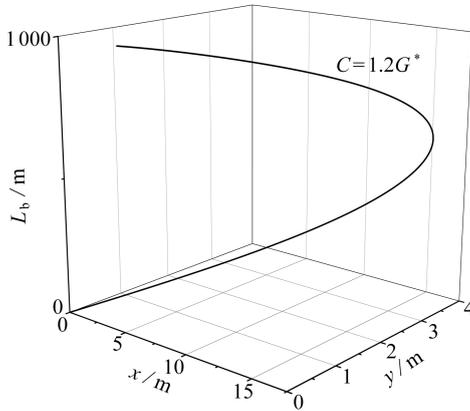


图 2 隔水管三维变形图

Fig. 2 The 3D deformation pattern of the riser

### 3.2 钻井平台偏移的影响

在复杂多变的海洋环境下,浮式钻井平台并不能完全精确地定位于井口上方,常常会因为风、浪、流等外界因素而发生一定的偏移.本文针对浮式钻井平台在初始顺向偏移量 5, 15, 25 m 的情况进行了分析,如图 5 和图 6 所示.结果表明,隔水管在浮式钻井平台偏移 5, 15, 25 m 条件下的最大顺向位移分别为 16, 22.8, 30.3 m;由于此处只考虑浮式钻井平台的顺向偏移量,因此此时隔水管的最大横向位移并未发生变化.由图 6 可见,随着钻井平台顺向偏移量的增大,隔水管顺向位移也随之增大,这说明浮式钻井平台的偏移距离对隔水管的变形有着较为显著的影响.在海洋石油钻井时,严格控制好钻井平台的偏移量对于减小隔水管的变形有着重要意义.

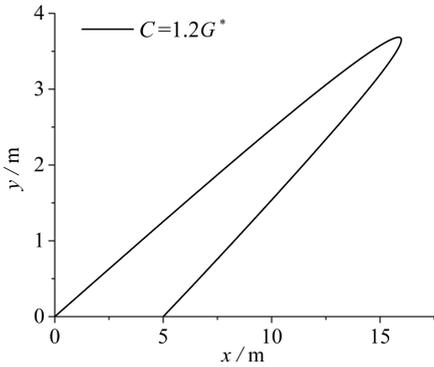


图3 隔水管轴向变形图

Fig. 3 The axial deformation of the riser

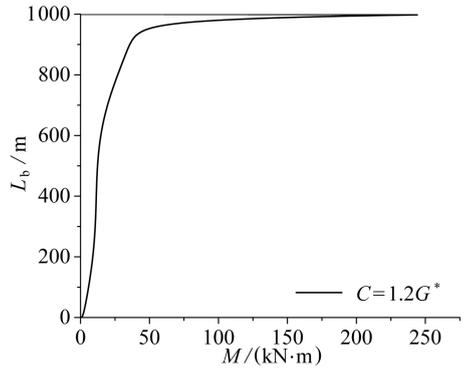


图4 隔水管弯矩图

Fig. 4 The bending moment of the riser

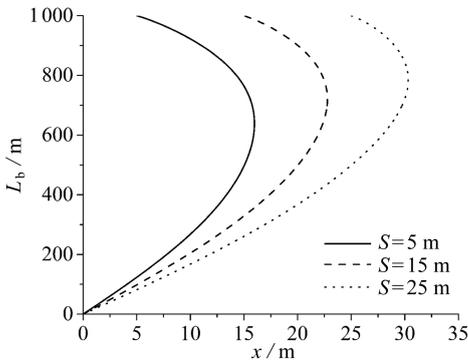


图5 隔水管顺向变形图

Fig. 5 The consequent deformation of the riser

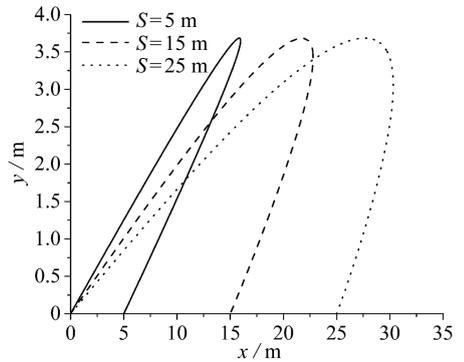


图6 隔水管轴向变形图

Fig. 6 The axial deformation of the riser

### 3.3 顶张力的影响

对隔水管在顶张力为  $1.0G^*$ 、 $1.2G^*$ 、 $1.4G^*$ 、 $1.6G^*$  下的变形位移进行了分析,结果如图 7 和图 8 所示,得到了隔水管的最大顺向位移分别为 17.7、16、14.5、13.4 m,且隔水管的横向位移亦出现了较为明显的减小现象.隔水管弯矩如图 9 所示.结果表明,顶张力对于隔水管的顺向变形和横向变形都有较大程度的影响,增大顶张力可以较大程度地减小隔水管的变形和隔水管所承受的弯矩.因此,在条件允许范围内可以考虑增加顶张力以减小隔水管的变形位移.但一方面,隔水管顶部张力系统所提供的顶张力是有限的;另一方面,过大的顶张力也会使得隔水管所受应力增大,缩短其使用寿命.因此,隔水管顶张力的大小要根据实际钻井工况进行合理的调整.

### 3.4 浮力块的影响

海洋钻井尤其是深水、超深水钻井时,隔水管系统自重很大,为了减小隔水管系统的自重,通常需要安装浮力块.采用文献[19]的布置方式,假设浮力块沿隔水管轴向均匀分布且浮力分布也是均匀的,此时隔水管顶张力减小至 1 660 kN.图 10 和图 11 表明,隔水管系统安装了浮力块后,由于浮力作用使得顶部张力减小,其最大顺向位移和最大横向位移均有增加,最大顺

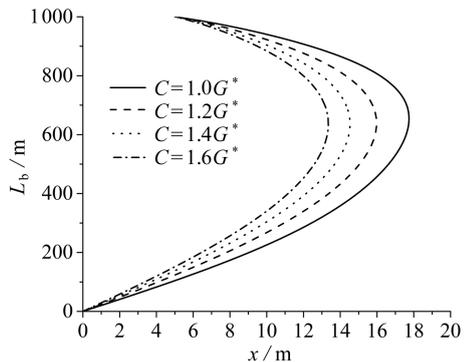


图7 隔水管顺向变形图

Fig. 7 The consequent deformation of the riser

向位移由 16 m 增大至 23 m。由此可见,浮力块对于隔水管的变形和受力有较为明显的影响。

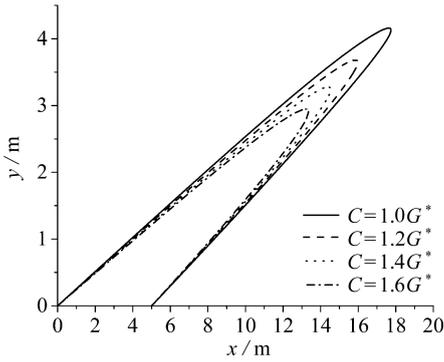


图 8 隔水管轴向变形图

Fig. 8 The axial deformation of the riser

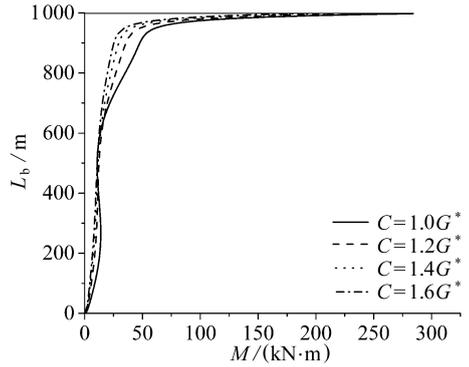


图 9 隔水管弯矩图

Fig. 9 The bending moment of the riser

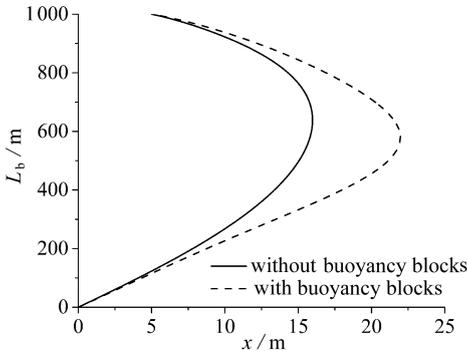


图 10 隔水管顺向变形图

Fig. 10 The consequent deformation of the riser

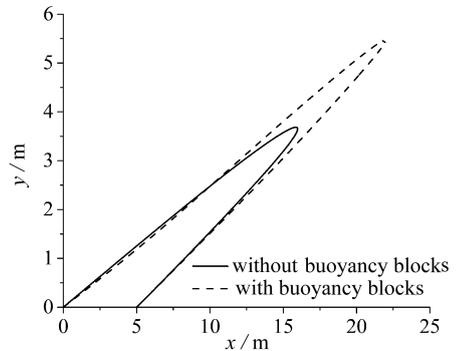


图 11 隔水管轴向变形图

Fig. 11 The axial deformation of the riser

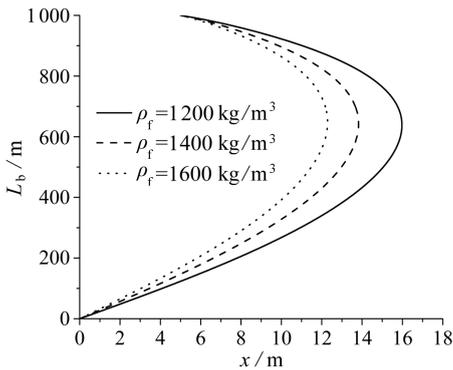


图 12 隔水管顺向变形图

Fig. 12 The consequent deformation of the riser

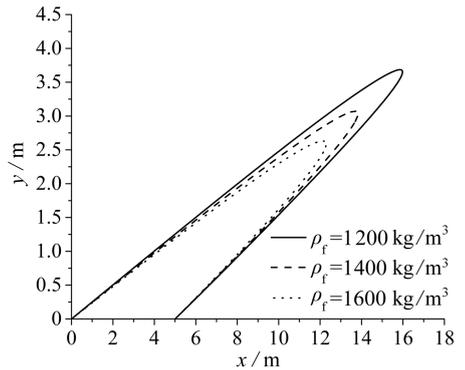


图 13 隔水管轴向变形图

Fig. 13 The axial deformation of the riser

### 3.5 钻井液密度的影响

钻井时,隔水管内部充满了钻井液,且钻井液密度需要根据地层压力的变化进行及时调整。图 12 和图 13 显示了隔水管在钻井液密度分别为 1 200, 1 400, 1 600  $\text{kg}/\text{m}^3$  时的顺向变形位移和轴向变形位移情况。结果表明,随着钻井液密度的增加,隔水管的变形位移量呈现减小趋势,这是由于钻井液密度增加加大了隔水管系统的自重,使得隔水管顶张力变大,从而影响了隔水管的变形。

## 4 结 论

本文建立了隔水管在顺向力与横向力作用下的力学行为模型,并进行了数值求解,对影响海洋钻井隔水管变形的主要因素进行分析,得到以下结论:

1) 在力的作用下,隔水管顺向和横向都出现了不同程度的变形,其横向变形比顺向变形小,这说明流体升力对隔水管横向变形有一定程度的影响,可见对隔水管进行研究时其横向受力不应被忽略。

2) 分析得到隔水管最大变形、最大弯矩的出现位置;且发现浮式钻井平台偏移量对隔水管的变形影响较大;通过安装浮力块可以较好地改善隔水管的受力情况;另外隔水管顶张力和钻井液密度对隔水管的变形也有一定程度的影响。

3) 利用 MATLAB 编写了隔水管求解分析软件,通过计算机语言求解具有精度高、速度快的特点,可以为隔水管的研究、使用提供帮助。

### 参考文献 (References):

- [1] Burke B G. An analysis of marine risers for deep water[J]. *Journal of Petroleum Technology*, 1974, **26**(4): 455-465.
- [2] 方华灿,董守平,金凡,徐兴平. 隔水管阻力系数的实验与研究[J]. 石油矿场机械, 1986, **15**(2): 1-6. (FANG Hua-chan, DONG Shou-ping, JIN Fan, XU Xing-ping. Experiment and research on drag coefficient of risers [J]. *Oil Field Equipment*, 1986, **15**(2): 1-6. (in Chinese))
- [3] 蔡强康,吕英民,杨卫国. 浮船钻井隔水管的有限元时域动态分析[J]. 石油学报, 1986, **7**(4): 111-122. (CAI Qiang-kang, LÜ Ying-min, YANG Wei-guo. Pontoon finite element analysis in time domain of drilling riser[J]. *Acta Petrolei Sinica*, 1986, **7**(4): 111-122. (in Chinese))
- [4] 贾星兰,方华灿. 海洋钻井隔水管的动力响应[J]. 石油机械, 1995, **23**(8): 18-22, 28. (JIA Xing-lan, FANG Hua-chan. Dynamic response of riser system in marine drilling[J]. *China Petroleum Machinery*, 1995, **23**(8): 18-22, 28. (in Chinese))
- [5] 朱克强,李维扬. 海洋波浪、流激励下的隔水管管线动力稳定性[J]. 华东船舶工业学院学报, 1997, **11**(1): 1-8. (ZHU Ke-qiang, LI Wei-yang. Dynamic stability of riser pipeline under the excitation of ocean waves and currents[J]. *Journal of East China Shipbuilding Institute*, 1997, **11**(1): 1-8. (in Chinese))
- [6] YANG Jin, LIU Cai-hong, LIU Han-bin, XIE Ren-jun, CAO Shi-jing. Strength and stability analysis of deep sea drilling risers[J]. *Petroleum Science*, 2007, **4**(2): 60-65.
- [7] Leklong J, Chucheepsakul S, Kaewunruen S. Dynamic responses of marine risers/pipes transporting fluid subject to top end excitations[C]//*Proceedings of the Eighth(2008) ISOPE Pacific/Asia Offshore Mechanics Symposium*. Bangkok, Thailand, 2008: 105-112.
- [8] LI Xiao-min, GUO Hai-yan, MENG Fan-shun. Stress analysis of top tensioned riser under random waves and vessel motions[J]. *Journal of Ocean University of China*, 2010, **9**(3): 251-256.
- [9] CHANG Yuan-jiang, CHEN Guo-ming. Theoretical investigation and numerical simulation of dynamic analysis for ultra-deepwater drilling risers[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2010, **14**(6): 596-605.
- [10] Khan R A, Kaur A, Singh S P, Ahmad S. Nonlinear dynamic analysis of marine risers under

- random loads for deepwater fields in Indian offshore[J]. *Procedia Engineering*, 2011, **14**: 1334-1342.
- [11] 周守为, 刘清友, 姜伟, 毛良杰, 杨秀夫, 刘正礼, 王国荣, 黄鑫, 石晓兵, 付强, 柳军. 深水钻井隔水管“三分之一效应”的发现——基于海流作用下深水钻井隔水管变形特性理论及实验的研究[J]. 中国海上油气, 2013, **25**(6): 1-7. (ZHOU Shou-wei, LIU Qing-you, JIANG Wei, MAO Liang-jie, YANG Xiu-fu, LIU Zheng-li, WANG Guo-rong, HUANG Xin, SHI Xiao-bin, FU Qiang, LIU Jun. The discovery of “one third effect” for deep water drilling riser; based on the theoretical and experimental study of deformation characteristics of deep water drilling riser by ocean currents[J]. *China Offshore Oil and Gas*, 2013, **25**(6): 1-7. (in Chinese))
- [12] 陶云, 李杰, 艾志久, 胡坤, 傅必伟, 彭旭. 深水环境下隔水管的横向变形与弯矩分析[J]. 石油机械, 2013, **41**(3): 68-71. (TAO Yun, LI Jie, AI Zhi-jiu, HU Kun, FU Bi-wei, PENG Xu. Analysis of riser lateral deformation and bending moment in deepwater environment[J]. *China Petroleum Machinery*, 2013, **41**(3): 68-71. (in Chinese))
- [13] 王金龙, 段梦兰, 田凯. 海流作用下的深水懒波型立管形态研究[J]. 应用数学和力学, 2014, **35**(9): 959-968. (WANG Jin-long, DUAN Meng-lan, TIAN Kai. Research on the configuration of the deepwater steel lazy-wave riser under effects of ocean currents[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2014, **35**(9): 959-968. (in Chinese))
- [14] WANG Yan-bin, GAO De-li, FANG Jun. Static analysis of deep-water marine riser subjected to both axial and lateral forces in its installation[J]. *Journal of Natural Gas and Engineering*, 2014, **19**: 84-90.
- [15] WANG Yan-bin, GAO De-li, FANG Jun. Study on lateral vibration analysis of marine riser in installation-via variational approach[J]. *Journal of Natural Gas and Engineering*, 2015, **22**(1): 523-529.
- [16] 王海峡, 赵广慧, 章靖, 余长柏, 李维国. 内外流体流动下隔水管横向振动模型的探讨[J]. 石油矿场机械, 2010, **39**(8): 12-15. (WANG Hai-xia, ZHAO Guang-hui, ZHANG Jin, YU Chang-bo, LI Wei-guo. Discussion of transverse vibration model of riser under loads of internal flowing mud and external environmental[J]. *Oil Field Equipment*, 2010, **39**(8): 12-15. (in Chinese))
- [17] 俞树荣, 王在刚, 刘雪, 柴宝堆. 波流作用下海洋立管流固耦合动力特性分析[J]. 化工机械, 2013, **40**(5): 653-657. (YU Shu-rong, WANG Zai-gang, LIU Xue, CHAI Bao-dui. Analysis of dynamic characteristics of fluid and solid coupling for marine risers under wave and current interaction[J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 2013, **40**(5): 653-657. (in Chinese))
- [18] 吕苗荣. 石油工程管柱力学[M]. 北京: 中国石化出版社, 2012. (LÜ Miao-rong. *String Mechanics of Petroleum Engineering*[M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2012. (in Chinese))
- [19] 韩春杰. 深水平台钻井钻柱耦合振动及模拟分析[D]. 博士学位论文. 大庆: 大庆石油学院, 2010. (HAN Chun-jie. The analysis on coupled vibration of drill string with platform and its simulation in deep-water drilling[D]. PhD Thesis. Daqing: Daqing Petroleum Institute, 2010. (in Chinese))

# Analysis on Deformation Properties of Marine Risers Under Fluid Lift Forces

FENG Yu-qin<sup>1</sup>, AI Zhi-jiu<sup>2</sup>, AI Yu<sup>2</sup>

(1. School of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University,  
Chengdu 610500, P.R.China;

2. Southwest Air Traffic Management Bureau, Civil Aviation Administration of China,  
Chengdu 610000, P.R.China)

**Abstract:** In order to analyze the riser deformation in complex sea conditions, the energy method and variational principle were adopted to establish the mechanical behavior model, and numerical analysis was made with the central difference quotient. The 3D deformation diagrams of the marine risers were obtained, and the main factors influencing the marine riser deformation were investigated by numerical tests. The results show that the fluid lift force partly affects the riser deformation. The floating drilling platform offset has a significant effect on the riser deformation, i.e. the riser deformation increases dramatically with the offset. The installation of buoyancy blocks improves the stress condition of the marine riser, although that partly increases the riser deformation. Furthermore, the riser deformation decreases along with the top tension and drilling fluid density to some extent.

**Key words:** marine riser; fluid lift force; offshore drilling; energy method

---

引用本文/Cite this paper:

冯钰钦, 艾志久, 艾雨. 考虑流体升力作用的海洋钻井隔水管变形特性分析[J]. 应用数学和力学, 2016, 37(1): 48-59.

FENG Yu-qin, AI Zhi-jiu, AI Yu. Analysis on deformation properties of marine risers under fluid lift forces[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2016, 37(1): 48-59.