

深水顶张力隔水管钻井作业时的非线性振动特性分析*

吴鹏[†] 张彦秋 庞世强 吴忠 孙占广

(兰州兰石能源装备工程研究院有限公司青岛分公司, 青岛 266520)

摘要 隔水管是深水钻井过程中的薄弱环节,其横向振动可能引起偏磨、塌陷、断裂等多种失效形式,研究深水隔水管的横向振动特性,可为深水钻井参数选择和钻完井施工设计提供理论依据,提高隔水管的安全可靠性.将深水隔水管简化成 Euler-Bernoulli 梁,引入大变形应变-位移方程和弹簧边界条件,利用 Hamilton 原理建立了波流耦合作用下深水隔水管的运动模型,得到了作业工况时隔水管横向振动的非线性动力学方程, Galerkin 离散后,通过数值分析方法研究了深水隔水管的振动稳定性机理.分析结果表明,系统的主共振存在多值和跳跃现象,随着隔水管直径与壁厚之间比值 D/τ 的增大,系统频响振幅逐渐增大;波浪高度与波浪周期比值 H/T 增大,幅频响应的带宽逐渐增加,不稳定区域逐渐增大;隔水管长度与波浪有效高度的比值 L/H 会使主共振跳跃幅值明显增大.波浪周期从 3~10s 变化时,深水隔水管系统经历着周期运动与混沌运动的交替变化,存在倍周期窗口并具有明显的分叉现象.

关键词 顶张力隔水管, Hamilton 原理, 非线性振动, 跳跃现象, 混沌运动

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-060

引言

隔水管是重要的水下钻井设备,其形式主要有固定式立管、顶张力立管(TTR)、钢悬链线立管(SCR)等,在钻井作业过程中主要起到隔绝海水、循环泥浆的作用.深水钻井作业时,隔水管的受力非常复杂,环境载荷主要包括涡流、波浪、海流等,作业载荷包括钻井液、悬挂模式、浮力块分布等因素,此外,浮式平台定位能力、张紧器极限张力也极大影响深水隔水管的振动响应.

近年来,深水隔水管的振动问题引起了国内外学者的广泛关注.Khan 等^[1]研究了随机波浪下钢悬链线立管的非线性动力学响应,并对比分析了海流的影响作用.周守为等^[2]研究了剪切流作用下隔水管的受力和变形规律.毛良杰等^[3]开展了剪切流作用下隔水管的涡激振动实验,分析了剪切流作用下隔水管涡激振动特征参数及振动响应机理.Rao 等^[4]研究了不同顶张力和不同流剖面对钢悬链线

立管的涡激振动响应的影响.

通过理论建模和实验对比,Wang 等^[5,6]研究了船体运动引起的涡激振动对钢悬链线立管的疲劳损伤,之后继续研究了船体运动和内部流体对底端自由悬挂隔水管涡激振动的影响,但没有考虑海流、波浪等环境载荷.Chen 等^[7]研究了浮式平台横荡运动对深水隔水管涡激振动的影响,认为隔水管顶端船体水平运动的幅值和频率对隔水管的动态响应影响显著.Chatjigeorgiou 等^[8]研究了顶端参数激励对隔水管横向振动的影响.

Kaewunruen 等^[9]基于能量方法建立深水立管的非线性自由振动方程,分析了顶张力、内部流速和静态偏移产生的非线性影响.畅元江等^[10]利用有限元软件对深水顶部张紧钻井隔水管进行了非线性静力分析.L.Torres 等^[11]在对深水隔水管建模时引入了非线性回复力项,将隔水管物理模型转换成便于研究的 Liénard 方程.

刘清友等^[12]将钻井工况和海洋环境耦合起

2018-01-15 收到第 1 稿,2018-04-09 收到修改稿.

* 甘肃省科技计划资助项目(1602GKDA014)

[†] 通讯作者 E-mail: wupeng-ets@163.com

来,建立了隔水管动力学模型,并通过实验验证了模型的有效性.2016年,刘清友等^[13]利用牛顿法建立了隔水管横向振动流固耦合模型,利用微分变换法求解并分析了各因素对固有频率的影响规律.刘秀全等^[14]考虑隔水管与水下导管系统的耦合作用,建立耦合系统波激疲劳分析方法,分析了系统的波激疲劳特性.Sun等^[15]研究了移动式海洋钻井装置与系缆、隔水管等细长结构之间的耦合效应.

综上所述,国内外学者针对环境载荷(随机波浪、剪切流)、平台横荡、非线性、耦合振动等内容展开了大量的建模和分析工作.本文考虑深水刚性隔水管的几何非线性,基于能量原理得到运动控制方程,利用 Galerkin 方法对方程进行离散求解,分析了深水隔水管的横向振动稳定性机理,可为深水钻井参数选择和钻完井施工设计提供理论依据,进而提高隔水管的安全可靠性.

1 深水隔水管横向振动模型

深水隔水管上连浮式平台、下接防喷器,整个物理模型可简化成细长梁,同时,隔水管底端被认为是铰支端,顶端引入线性弹簧作为边界条件,用来表征半潜平台在风、浪、流作用下的周期性水平运动对隔水管造成的影响.

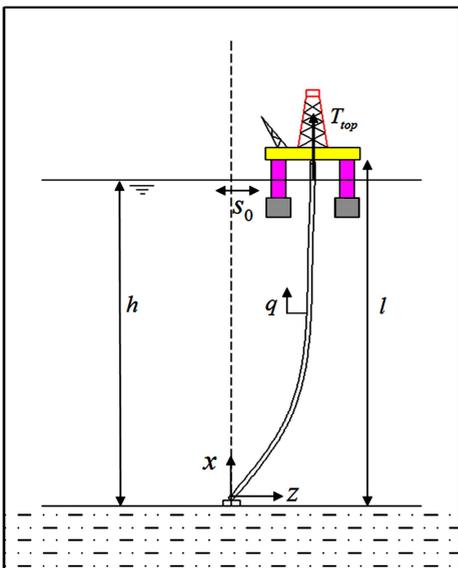


图1 深水隔水管及浮式平台

Fig.1 Deepwater riser connected with floating platform

建模过程中基于以下假设:(1)假设海浪和海流在同一平面内,沿同一方向;(2)假设隔水管是由各向同性、均质和线弹性的材料制成,内径一致,

并且忽略隔水管接头对隔水管弯曲刚度的影响;(3)考虑隔水管内部钻井液的定常流动,但忽略钻杆与隔水管内壁的间歇碰撞力、内外压差产生的环向应力;(4)不考虑浮力块、浮力箱.

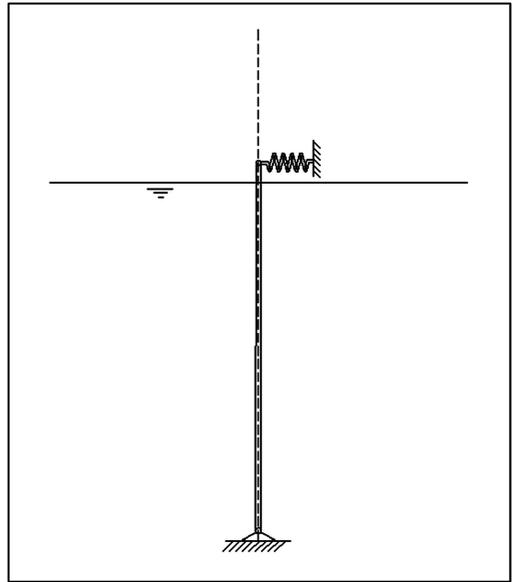


图2 深水隔水管简化模型

Fig.2 Simplified model of deepwater riser

这样,隔水管采用 Euler-Bernoulli 梁理论,位移场写为

$$w(x, z, t) = w_0(x, t) \quad (1a)$$

$$u(x, z, t) = -z \frac{\partial w_0}{\partial x} \quad (1b)$$

其中, w 、 u 分别为梁内任一点沿 z 、 x 方向的位移, w_0 为梁弹性线上任意一点在 z 方向的位移.

对于深水隔水管而言,结构存在非线性大变形,所以几何方程采用 von Karman 非线性应变-位移关系式

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \quad (2)$$

1.1 动能和应变能

隔水管具有两个方向的振动速度 \dot{w} 、 \dot{u} , 内部流体具有定常流动速度 v , 整个隔水管系统的动能 T 可以写成

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l m_1 (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dx + \frac{1}{2} \int_0^l m_2 [(\dot{u} + v u')^2 + (\dot{w} + v w')^2] dx \quad (3)$$

式中, m_1 为单位长度上的隔水管湿重, m_2 为单

长度上隔水管内部的流体质量, l 为隔水管长度, “ $'$ ”表示对 x 求偏导, “ \cdot ”表示对时间 t 求导。

隔水管具有应变能 U , 其关系式为

$$U = \frac{1}{2} \iiint \sigma_x \varepsilon_x dV \quad (4)$$

对于线弹性隔水管材料, 应力 $\sigma_x = E\varepsilon_x$, E 为隔水管材料的弹性模量。

1.2 虚功

在深水分析中, 波浪理论可采用 Airy 波理论, 深海海流采用剪切流模型, 海流速度 $v_c = 0.5(x/h)$ m/s。

根据 Morison 方程, 单位长度上的波流联合作用力 F_z 包括曳力和惯性力两部分

$$F_z(x, t) = \frac{1}{2} \rho_3 C_D D |v_z + v_c - \dot{w}| (v_z + v_c - \dot{w}) + \rho_3 \frac{\pi D^2}{4} C_M \dot{v}_z - \rho_3 \frac{\pi D^2}{4} (C_M - 1) \ddot{w} \quad (5)$$

式中, ρ_3 为海水密度, D 为隔水管外径, C_D 为曳力系数, C_M 为惯性系数, v_z 、 \dot{v}_z 分别为波浪水质点的水平速度和水平加速度, $v_z = \frac{\pi H}{T} e^{2\pi(x-h)/L} \sin(\Omega t)$,

$\dot{v}_z = \frac{2\pi^2 H}{T^2} e^{2\pi(x-h)/L} \cos(\Omega t)$, 其中, H 为波高, T 为波浪周期, 波长 $L = \frac{gT^2}{2\pi}$, 外激励频率 $\Omega = \frac{2\pi}{T}$, h 为水深。

考虑水平波流耦合力对隔水管做的虚功

$$\delta W_1 = - \int_0^l (F_z \delta w) dx \quad (6)$$

假定横向振动时隔水管弹性线的长度保持不变,

任意一点沿 x 方向缩短的距离 $\Delta(x) = \frac{1}{2} \int_0^x w_0'^2 dx$,

由于横向弯曲变形导致轴向力作用点的距离缩短

$\Delta(l) = \frac{1}{2} \int_0^l w_0'^2 dx$, 这样, 顶张力 T_{top} 对隔水管做功

$W_2 = -T_{top} \Delta(l)$, 进行变分计算得到

$$\delta W_2 = T_{top} \int_0^l w_0'' \delta w_0 dx \quad (7)$$

重力做功 $W_3 = \int_0^l (m_1 + m_2) g \cdot \Delta(x) dx = \frac{1}{2} \int_0^l w_0^2 v dx$,

变分得到

$$\delta W_3 = - \int_0^l (w_0' v)' \delta w_0 dx \quad (8)$$

式中, $v = \int_x^l (m_1 + m_2) g dx$, g 为重力加速度。

此外, 考虑结构阻尼, 虚功直接写为

$$\delta W_4 = - \int_0^l c \dot{w}_0 \delta w_0 dx, \quad c \text{ 为阻尼系数。}$$

1.3 动力学控制方程

由 Hamilton 原理 $\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - U) dt + \int_{t_1}^{t_2} \delta W dt = 0$

得到隔水管系统动力学控制方程

$$\begin{aligned} & \left(\frac{m_1 B}{4} + \frac{m_2 K}{4\pi} \right) \ddot{w}''_0 - (m_1 + m_2 + N_4) \ddot{w}_0 - (c + N_3) \dot{w}_0 + \\ & \left(\frac{m_2 K v^2}{4\pi} - \frac{EAB}{4} \right) w_0^{(4)} - m_2 v^2 w''_0 + T_{top} w''_0 - \\ & (m_1 + m_2) g (w''_0 l - w''_0 x - w'_0 x) + \frac{3}{2} E A w_0'^2 w''_0 - \\ & 2 m_2 v \dot{w}'_0 + \frac{m_2 K v^2}{2\pi} \dot{w}_0^{(3)} - N_1(x, t) - N_2(x, t) = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

式中, $A = \frac{\pi}{4} [D^2 - (D - 2\tau)^2]$, $B = \frac{1}{4} [D^2 + (D - 2\tau)^2]$,

$K = \frac{\pi}{4} (D - 2\tau)^2$, τ 为隔水管壁厚, $N_1(x, t) =$

$\frac{1}{2} \rho_3 C_D D \sqrt{\frac{8}{\pi}} \sigma_u (v_z + v_c)$, $N_2(x, t) = \rho_3 \frac{\pi D^2}{4} C_M \dot{v}_z$,

$N_3(x) = \frac{1}{2} \rho_3 C_D D \sqrt{\frac{8}{\pi}} \sigma_u$, $N_4 = \rho_3 \frac{\pi D^2}{4} (C_M - 1)$, 其

中, $\sigma_u = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (v_z + v_c - \dot{w})^2 dt}$, σ_u 为相对速度的均方根。

在上述方程(9)中, 第4项体现了钻井液质量和定常流速对隔水管抗弯刚度的影响, 第6、7两项体现的是有效张力的作用。

2 深水隔水管运动方程求解及摄动分析

本文主要研究隔水管的横向非线性振动响应, 只考虑隔水管模型的弹性振动模态而忽略刚体运动。首先根据边界条件确定振型函数, 将运动方程的解设为

$$Y(x) = C_1 \sin(\lambda_1 x) + C_2 \cos(\lambda_1 x) + C_3 \operatorname{sh}(\lambda_2 x) + C_4 \operatorname{ch}(\lambda_2 x),$$

其中, $\lambda_1 = \sqrt{-\frac{\alpha^2}{2} + \sqrt{\frac{\alpha^4}{4} + k^4}}$, $\lambda_2 = \sqrt{\frac{\alpha^2}{2} + \sqrt{\frac{\alpha^4}{4} + k^4}}$,

$\alpha^2 = \frac{T_{top} - m_2 v^2}{EAB - m_2 K v^2}$, $k^4 = p^2 \frac{m_1 + m_2 + N_4}{EAB - m_2 K v^2}$, p 为线性系统

固有圆频率.

隔水管底端连接 BOP, 顶端与钻井平台相连, 钻井平台会随波浪来回摆动, 隔水管上端的边界条件为与时间有关的位移约束, 通过引入线性弹簧, 可将其转换为力的边界条件. 弹簧系数 k 为一“虚拟”参数, 取决于平台对风、浪、流的响应及平台动力推进系统特性等. 这样, 隔水管位移和力的端点条件可写为

$$X=0, Y(0)=0, Y''(0)=0 \quad (10a)$$

$$X=l, \left(\frac{EAB}{4} - \frac{m_2 K v^2}{4\pi} \right) Y'''(l) = kY(l), Y''(l) = 0 \quad (10b)$$

通过求解关于 C_1, C_2, C_3, C_4 的系数行列式, 得到频率方程

$$k(\lambda_1^2 + \lambda_2^2) \sin(\lambda_1 l) sh(\lambda_2 l) = \left(\frac{EAB}{4} - \frac{m_2 K v^2}{4\pi} \right) \times \left[\lambda_1^2 \lambda_2^3 \sin(\lambda_1 l) ch(\lambda_2 l) - \lambda_1^3 \lambda_2^2 \cos(\lambda_1 l) sh(\lambda_2 l) \right] \quad (11)$$

得到振型函数

$$w_0(x, t) = W(t) \left(\sin(\lambda_1 x) + \frac{\lambda_1^2 \sin(\lambda_1 l)}{\lambda_2^2 sh(\lambda_2 l)} sh(\lambda_2 x) \right) \quad (12)$$

采用变量分离法进行 Galerkin 截断, 积分得到一阶离散后的运动方程

$$P_1 \ddot{W}(t) + P_2 \dot{W}(t) + P_3 W(t) + P_4 W^3(t) + P_5 \sin \Omega t + P_6 + P_7 \cos \Omega t = 0 \quad (13)$$

式中, $P_1 \sim P_7$ 为与隔水管系统参数有关的系数, Ω 为环境载荷频率即波浪频率.

下面用多尺度法对运动控制方程(13)进行摄动分析, 将方程(13)改写并引入小扰动参数 ε , 得到广义 Duffing 方程

$$\ddot{W}(t) + \varepsilon \xi \omega \dot{W}(t) + \omega^2 W(t) + \varepsilon V_1 W^3(t) + \varepsilon V_2 \sin \Omega t + \varepsilon V_3 + \varepsilon V_4 \cos \Omega t = 0 \quad (14)$$

ξ 为相对阻尼系数, $V_1 \sim V_4$ 为系数, ω 为系统固有频率.

考虑 1:1 主共振, 即 $\Omega = \omega + \varepsilon \sigma$ (σ 为调谐参数), 将解的形式展开为

$$W(t) = W_0(T_0, T_1) + \varepsilon W_1(T_0, T_1) \quad (15)$$

其中, $T_0 = t, T_1 = \varepsilon t$.

进而得到

$$\varepsilon^0: D_0^2 W_0 + \omega^2 W_0 = 0 \quad (16a)$$

ε^1 :

$$D_0^2 W_1 + \omega^2 W_1 = -2D_0 D_1 W_0 - \xi \omega D_0 W_0 - V_1 W_0^3 - V_2 \sin(\omega T_0 + \sigma T_1) - V_3 - V_4 \cos(\omega T_0 + \sigma T_1) \quad (16b)$$

由(16a)得到 W_0 的解: $W_0 = G(T_1) e^{i\omega T_0} + \bar{G}(T_1) e^{-i\omega T_0}$, 将其代入(16b)等式的右端, 令长期项等于零, 得到复数形式的平均方程

$$-2G' i\omega - \xi i\omega^2 G - 3V_1 G^2 \bar{G} + \frac{1}{2} V_2 i e^{i\sigma T_1} - \frac{1}{2} V_4 e^{i\sigma T_1} = 0 \quad (17)$$

引入 $G(T_1) = \frac{1}{2} a(T_1) e^{i\beta(T_1)}$, 得到极坐标形式的平均方程

$$a' \omega = -\frac{1}{2} a \xi \omega^2 + \frac{1}{2} V_2 \cos \varphi - \frac{1}{2} V_4 \sin \varphi \quad (18a)$$

$$a \omega \beta' = \frac{3}{8} V_1 a^3 + \frac{1}{2} V_2 \sin \varphi + \frac{1}{2} V_4 \cos \varphi \quad (18b)$$

其中, $\varphi = \sigma T_1 - \beta$. 为确定稳态运动的定常解振幅 \bar{a} , 令 $a' = 0, \beta' = 0$, 消去 φ , 得到幅频响应方程

$$\left(\frac{1}{2} \bar{a} \xi \omega^2 \right)^2 + \left(\bar{a} \omega \sigma - \frac{3}{8} V_1 \bar{a}^3 \right)^2 = \frac{1}{4} (V_2^2 + V_4^2) \quad (19)$$

3 深水隔水管横向振动特性影响因素分析

选取一组基础参数如表 1 所示, 在通过频率方程(11)求解固有频率时, 需要确定“虚拟”参数 k 的值.

表 1 深水隔水管参数详情

Parameter name	Value	Unit
sea depth h	2000	m
riser length l	2000	m
outer diameter D	0.5334	m
wall thickness τ	0.0127	m
top tension ratio	1.3	1
steel density ρ_1	7850	kg/m ³
mud density ρ_2	1400	kg/m ³
seawater density ρ_3	1025	kg/m ³
mud velocity v	0.4	m/s
drag coefficient C_D	1.2	1
inertia coefficient C_M	2.0	1
elastic modulus E	2.06×10^{11}	Pa
wave height H	8	m
wave period T	12	s

一般来说, 平台的偏移会被控制在水深的 1%

~3%之间,所以,可通过对铰支端取矩来预估 k 值,

$$k = \frac{\int_0^l F_z(x) \cdot x dx}{1\% \cdot h \cdot l} \quad (20)$$

通过数值方法得出 $k = 1.55 \times 10^5 \text{ N/m}$, 此时隔水管系统的前三阶固有频率为 0.124Hz、0.248Hz、0.372Hz. k 值越大,该模型的固有频率越接近于两端简支模型的横向弯曲振动频率, k 值越小,隔水管的顶端越接近于自由端.

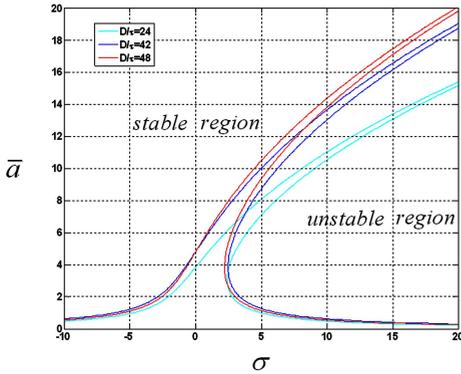


图3 不同 D/τ 下的幅频响应曲线

Fig.3 Curve of amplitude-frequency response under different D/τ

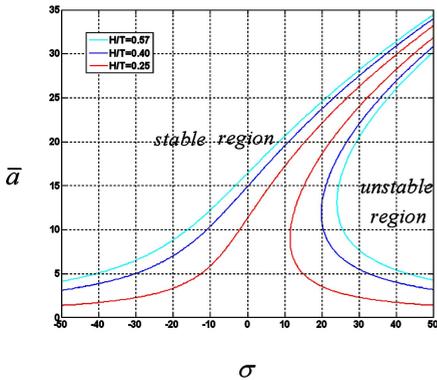


图4 不同 H/T 下的幅频响应曲线

Fig.4 Curve of amplitude-frequency response under different H/T

图3所示的幅频响应曲线表明,在波流耦合作用下,深水隔水管的横向振动响应幅值存在明显的跳跃现象:当外激励频率接近系统固有频率时,由于共振导致响应幅值增大;当外激励频率远离系统固有频率时,同一激励频率对应多个响应振幅,运动状态具有不稳定性.随着隔水管直径与壁厚之间比值 D/τ 的增大,系统频响振幅逐渐增大.

图4给出的曲线表明了在不稳定区域内的运动多解和跳跃现象,系统表现出硬弹簧特性,随着波浪高度与波浪周期比值 H/T 的增大,幅频响应

的带宽逐渐增加,不稳定区域逐渐增大.

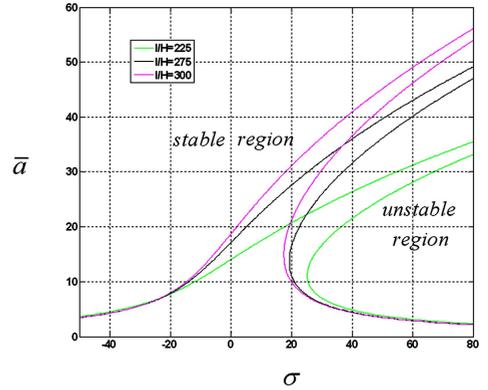


图5 不同 L/H 下的幅频响应曲线

Fig.5 Curve of amplitude-frequency response under different L/H

图5显示了隔水管长度与波浪有效高度的比值对幅频响应曲线的影响,随着 L/H 比值的增大,幅值跳跃明显增强.

针对一阶离散后的运动控制方程(13),运用MATLAB软件进行数值模拟.采用ODE45算法(四阶-五阶Runge-Kutta法),选取一组初始参数,研究隔水管系统的非线性动力学行为.

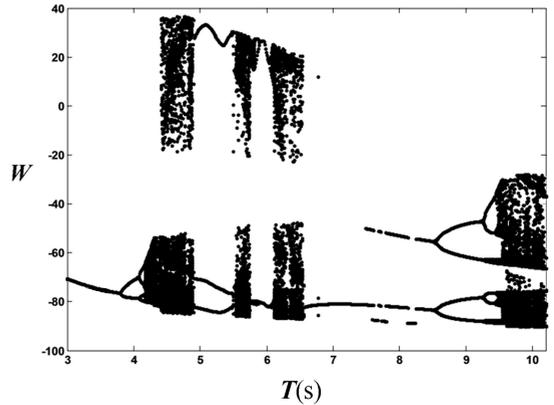
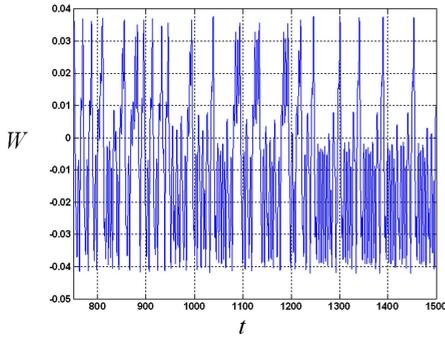


图6 周期与分叉

Fig.6 Period and bifurcation

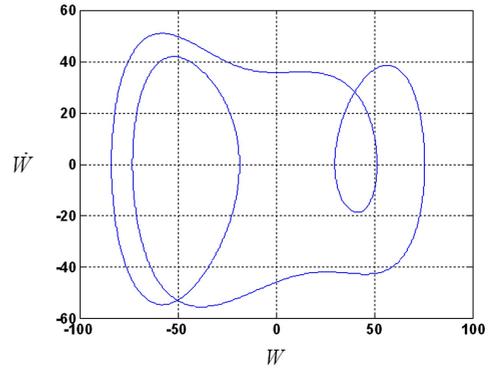
图6所示为波浪周期在3~10s变化时系统的分叉图,从中可以看出,深水隔水管系统经历着周期运动与混沌运动的交替变化,存在倍周期窗口并具有明显的分叉现象,通向混沌运动的主要途径是倍周期分叉.

如图7(a)~(c)所示,波浪周期为4.5s时系统经历着混沌运动,确定的“输入”对应着不确定的“输出”,但输出量 W 有界并且非随机.当波浪周期增大到5.2s时,系统经历二倍周期运动,如图8(a)~(c)所示.



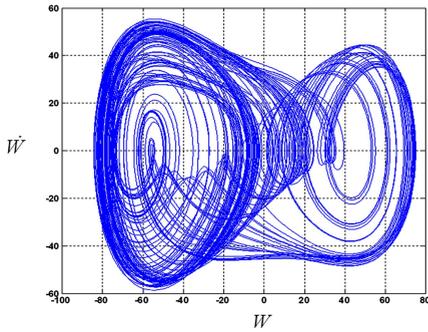
(a) 时间历程图

(a) Time-history graph of response displacement



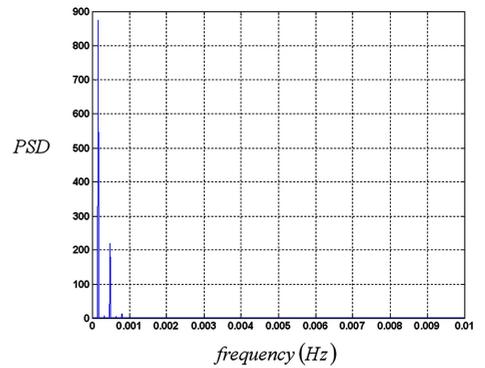
(b) 响应位移-速度相图

(b) Phase graph of displacement and velocity



(b) 响应位移-速度相图

(b) Phase graph of displacement and velocity

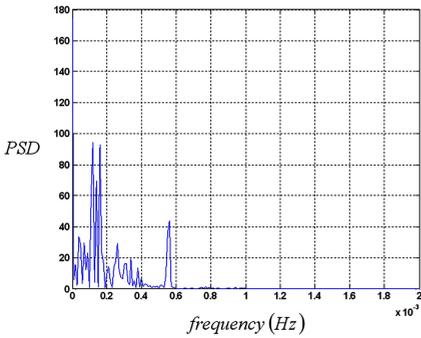


(c) 功率谱密度

(c) Power spectrum density

图 8 双周期运动 ($T=5.2s$)

Fig.8 Double-period motion ($T=5.2s$)

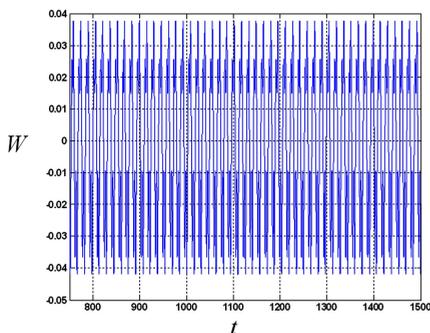


(c) 功率谱密度

(c) Power spectrum density

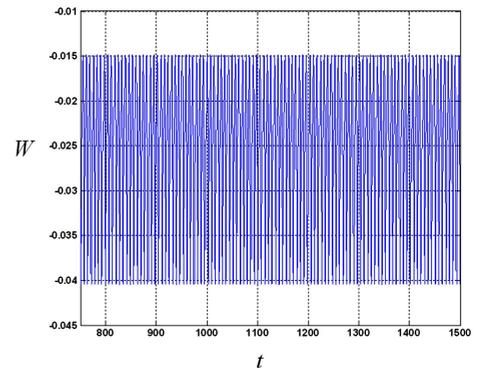
图 7 混沌运动 ($T=4.5s$)

Fig.7 Chaotic motion ($T=4.5s$)



(a) 响应位移时间历程图

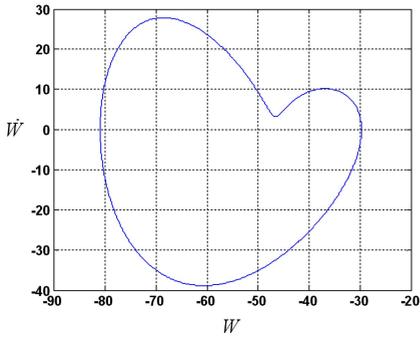
(a) Time-history graph of response displacement



(a) 响应位移时间历程图

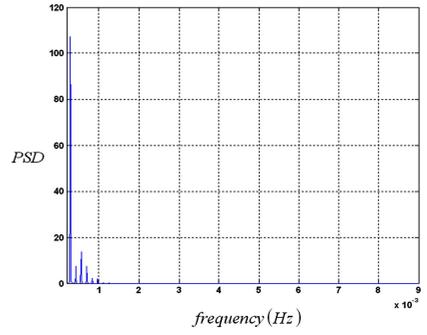
(a) Time-history graph of response displacement

图 9~图 11 表明,当波浪周期为 7s 时,系统运动为单倍周期运动;当外波浪周期增大至 9s 时,系统出现二倍周期运动;当波浪周期为 10s 时,系统通过周期分叉进入混沌运动状态.由此可见,波浪周期是影响深水隔水管系统非线性动力学行为的主要因素之一,随着波浪周期的变化,系统出现了周期与混沌等不同的运动形式.



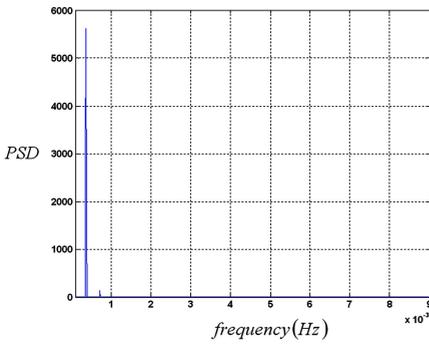
(b) 响应位移-速度相图

(b) Phase graph of displacement and velocity



(c) 功率谱密度

(c) Power spectrum density

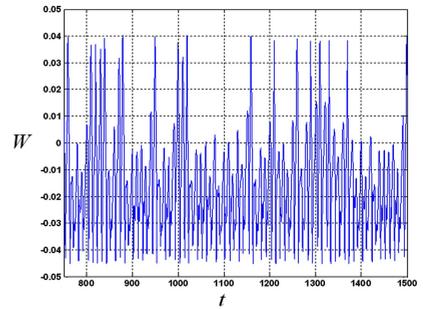


(c) 功率谱密度

(c) Power spectrum density

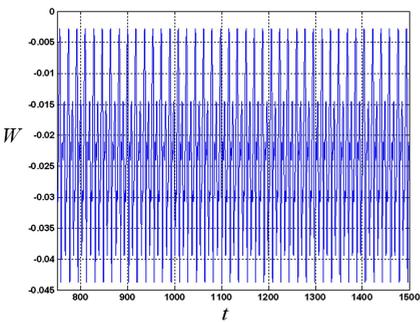
图9 单周期运动($T=7s$)

Fig.9 1-period motion($T=7s$)



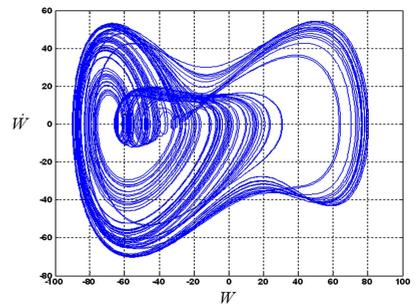
(a) 响应位移时间历程图

(a) Time-history graph of response displacement



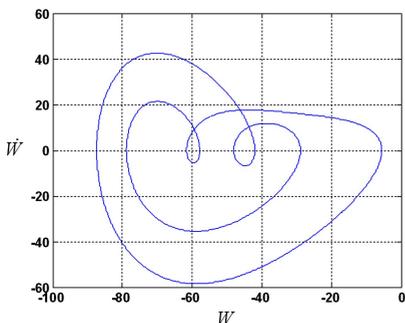
(a) 响应位移时间历程图

(a) Time-history graph of response displacement



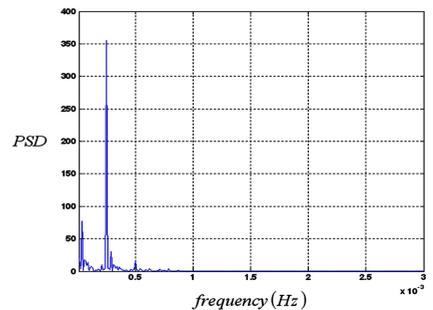
(b) 响应位移-速度相图

(b) Phase graph of displacement and velocity



(b) 响应位移-速度相图

(b) Phase graph of displacement and velocity



(c) 功率谱密度

(c) Power spectrum density

图11 混沌运动($T=10s$)

Fig.11 Chaotic motion($T=10s$)

4 结论

利用 Hamilton 原理建立了深水隔水管横向振动的动力学方程,引入弹簧边界条件并进行 Galerkin 离散,通过数值模拟分析了系统主共振的运动稳定性.本文建立的深水隔水管振动模型可以较准确地描述海洋隔水管的运动状态,可为深水隔水管的安全使用提供理论分析依据.数值仿真结果表明:

(1)在波流耦合作用下,深水隔水管的横向振动响应幅值具有不稳定性,存在明显的跳跃和多值现象.随着隔水管直径与壁厚之间比值 D/τ 的增大,系统频响振幅逐渐增大;随着波浪高度与波浪周期比值 H/T 的增大,幅频响应的带宽逐渐增加,不稳定区域逐渐增大;随着隔水管长度与波浪有效高度的比值 L/H 增大,响应幅值跳跃明显增强.

(2)波浪周期是影响深水隔水管系统非线性动力学行为的主要因素之一,随着波浪周期的变化,系统出现了周期与混沌等不同的运动形式.当波浪周期在 3~10s 变化时,系统经历着周期运动与混沌运动的交替变化,存在倍周期窗口并具有明显的分叉现象,系统通向混沌运动的主要途径是倍周期分叉.

参 考 文 献

- 1 Khan R A, Kaur A, Singh S P, et al. Nonlinear dynamic analysis of marine risers under random loads for deepwater fields in Indian offshore. *Procedia Engineering*, 2011,14: 1334~1342
- 2 周守为,刘清友,姜伟等.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.中国海上油气,2013,25(6):1~7 (Zhou S W, Liu Q Y, Jiang W, et al. 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. *China Offshore Oil and Gas*, 2013,25(6):1~7 (in Chinese))
- 3 毛良杰,刘清友,周守为等.剪切流作用下隔水管涡激振动响应机理.石油勘探与开发,2015,42(1):101~106 (Mao L J, Liu Q Y, Zhou S W, et al. Vortex-induced vibration mechanism of drilling riser under shear flow. *Petroleum Exploration and Development*, 2015,42(1):101~106 (in Chinese))
- 4 Rao Z B, Fu S X, Yang J M. Vortex-induced vibration analysis of steel catenary riser. *Journal of Ship Mechanics*, 2011,15(3):245~258
- 5 Wang J G, Fu S X, Baarholm R, et al. Fatigue damage of a steel catenary riser from vortex-induced vibration caused by vessel motions. *Marine Structures*, 2014,39:131~156
- 6 Wang J G, Xiang S, Fu S X, et al. Experimental investigation on the dynamic responses of a free-hanging water intake riser under vessel motion. *Marine Structures*, 2016,50:1~19
- 7 Chen W M, Li M, Zheng Z Q, et al. Impacts of top-end vessel sway on vortex-induced vibration of the submarine riser for a floating platform in deep water. *Ocean Engineering*, 2015,99:1~8
- 8 Chatjigeorgiou I K, Mavrakos S A. Bounded and unbounded coupled transverse response of parametrically excited vertical marine risers and tensioned cable legs for marine applications. *Applied Ocean Research*, 2002,24:341~354
- 9 Kaewunruen S, Chiravatchradej J, Chucheepeksakul S. Nonlinear free vibrations of marine risers/pipes transporting fluid. *Ocean Engineering*, 2005,32(3-4):417~440
- 10 畅元江,陈国明,许亮斌等.深水顶部张紧钻井隔水管非线性静力分析.中国海上油气,2007,19(3):203~207 (Chang Y J, Chen G M, Xu L B, et al. Nonlinear static analysis of top tensioned drilling riser in deepwater. *China Offshore Oil and Gas*, 2007,19(3):203~207 (in Chinese))
- 11 Torres L, Verde C, Besancon G, et al. Modeling and identification of the restoring force of a marine riser. *IFAC Proceedings Volumes*, 2014,47(3):73~78
- 12 刘清友,周守为,姜伟等.基于钻井工况和海洋环境耦合作用下的隔水管动力学模型.天然气工业,2013,33(12):6~12 (Liu Q Y, Zhou S W, Jiang W, et al. A dynamic model of marine risers/pipes under the drilling operation condition and sea environment. *Natural Gas Industry*, 2013,33(12):6~12 (in Chinese))
- 13 刘清友,朱军凯,毛良杰.深水钻井工况下隔水管横向振动特性研究.西南石油大学学报(自然科学版),2016,38(5):1~8 (Liu Q Y, Zhu J K, Mao L J. Study of characteristics of lateral vibration of the riser in deepwater drilling condition. *Journal of Southwest Petroleum University (Science & Technology Edition)*, 2016,38(5):1~8 (in Chinese))
- 14 刘秀全,陈国明,畅元江等.深水钻井隔水管-导管系统

波激疲劳分析. 石油学报, 2013, 34(5): 977~982 (Liu X Q, Chen G M, Chang Y J, et al. Wave induced fatigue analysis on deepwater drilling riser-conductor system. *Acta Petrolei Sinica*, 2013, 34(5): 977~982 (in Chinese))

15 Sun Y Yi, Chen G M, Jin H, et al. Coupled system analysis for a deepwater drilling riser. *Journal of Ship Mechanics*, 2009, 13(3): 369~377

NONLINEAR VIBRATION ANALYSIS OF DEEPWATER TOP TENSION RISER UNDER DRILLING CONDITION*

Wu Peng[†] Zhang Yanqiu Pang Shiqiang Wu Zhong Sun Zhanguang

(Lanzhou LS Energy Equipment Engineering Institute Company Limited (Qingdao), Qingdao 266520, China)

Abstract Riser is a weak point during deepwater drilling process, and its transverse vibration will lead to various failures such as eccentric wear, breakdown and collapsing, et al. The study of transverse vibration lays on a theoretical foundation for the choice of deepwater drilling parameters and design for well drilling and completion, which will increase the security of risers. In this paper, the deepwater riser is simplified as a Euler-Bernoulli beam with large deformation strain-displacement equation and elastic boundary condition, and a mathematic model is deduced for the deepwater riser under coupling force of wave and current by using Hamilton's principle. The nonlinear dynamic equation describes the transverse vibration of deepwater riser under drilling condition. Galerkin method and numerical analysis are then used to find out the stability mechanism of transverse vibration. The analysis above shows that the multiple values and jump phenomenon exist in the main resonance process. The response amplitude raises when the ratio D/τ between diameter and thickness of the riser increases. The bandwidth broadens and unsteady region extends as the ratio H/T between wave effective height and period increases. The response amplitude of jump phenomenon becomes more obvious with the increase of ratio l/H between riser length and wave height. The deepwater riser system experiences alternate change of periodic motion and chaotic movement when the wave period varies from 3s to 10s, and simultaneously, there are evident period-doubling bifurcation windows.

Key words top tension riser (TTR), Hamilton's principle, nonlinear vibration, jump phenomenon, chaotic motion