

均匀流中顶张力立管涡激振动数值模拟研究

王恩浩, 徐万海, 高喜峰, 吴昊恺

(天津大学水利工程仿真与安全国家重点实验室, 天津, 300072, Email: xuwanhai@tju.edu.cn)

摘要: 本研究运用三维流固耦合数值模拟的方法研究了均匀流中顶张力立管涡激振动。立管参数选用埃克森美孚公司在挪威海洋技术研究院开展的顶张力立管涡激振动模型试验中的立管模型参数。模型长径比为 $L/D = 481.5$, 质量比为 $m^* = 2.23$ 。数值模拟中立管的结构阻尼设置为 0, 顶张力为 $T = 817 \text{ N}$ 。立管两端铰支并可在顺流向与横流向自由运动。数值模拟结果与试验数据进行了对比, 吻合程度较好。本研究还着重分析了立管的涡激振动响应特性及尾迹旋涡脱落模式。

关键词: 涡激振动; 顶张力立管; 流固耦合

1 引言

涡激振动是造成海洋工程中细长柔性结构物(如立管、系泊缆、海底管线等)疲劳损伤的主要原因。疲劳损伤的可靠估计和振动抑制装置的研发依赖于对涡激振动现象的深入理解和对这种自激且自持振动的准确预报^[1-2]

在过去的几十年中, 国内外的学者对涡激振动开展了广泛的研究。代表性的综述论文如: Sarpkaya^[3]、Bearman^[4]、Williamson 和 Govardhan^[5]、Gabbai 和 Benaroya^[6]、Bearman^[7] 及最近的 Wu 等^[8]。

由于立管的长径比通常为 10^3 数量级^[9], 许多学者对大长径比的深水立管开展了模型试验^[9-16]。这些实验对不同来流条件下柔性立管的涡激振动响应或不同涡激振动抑制装置的效率进行了研究, 促进了人们对涡激振动现象的深入理解, 为数值预报模型提供了很好的标准验证算例。

除了物理模型试验, 也有一些学者利用流固耦合数值模拟的方法对柔性立管涡激振动进行了研究。Willden 和 Graham^[17]、Meneghini 等^[18]、Yamamoto 等^[19]和 Duanmu 等^[20]利用准三维的切片法, 通过在立管展向方向布置二维切片数值研究了立管的涡激振动问题。然而, 切片法仍存在一些不足, 如立管尾流中的三维涡结构无法正确处理且对于带有螺旋列

板的立管或来流有一定攻角的情形不能直接模拟等。因此，出现了一些三维的数值模拟研究。Newman 和 Karniadakis^[21]、Evangelinos 和 Karniadakis^[22]和 Bourguet 等^[1-2]对柔性圆柱涡激振动开展了三维直接数值模拟，但雷诺数普遍较低。在较高雷诺数下，细长柔性立管涡激振动三维数值模拟还很有限。因此，将利用三维流固耦合数值模拟的方法对顶张力立管在均匀来流中的涡激振动进行研究，详细分析立管的响应特性及其尾迹模式。

2 数值计算方法

本研究中的流固耦合问题使用商业软件 ANSYS MFX 多场求解器进行求解。具体数值计算方法总结如下：

立管周围流场的模拟通过求解三维非定常不可压缩 Navier-Stokes 方程，湍流采用 Nicoud 等^[23]提出的大涡模拟 (LES) 局部涡黏度的壁面自适应 (WALE) 模型。立管动边界的处理运用任意拉格朗日-欧拉法 (ALE)。笛卡尔坐标系中，ALE 形式的控制方程可以表示为：

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + (\bar{u}_j - \hat{u}_j) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

其中， $(x_1, x_2, x_3) = (x, y, z)$ 为笛卡尔坐标，上划线表示过滤后的变量， u_i 和 \hat{u}_i 分别为 x_i 方向的速度分量与网格运动速度分量， p 代表压强， t 为时间， ρ 表示流体的密度， ν 代表流体的运动黏度。亚格子尺度应力 τ_{ij} 的定义为

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (3)$$

根据 Boussinesq 假设，

$$-\left(\tau_{ij} - \frac{\delta_{ij}}{3} \tau_{kk} \right) = 2\nu_{sgs} \bar{S}_{ij} \quad (4)$$

δ_{ij} 为 Kronecker 符号。本研究对亚格子尺度应力中各向同性的部分 τ_{kk} 不进行模拟，而将其加入到过滤后的静压中。 \bar{S}_{ij} 为解析尺度的应变率张量：

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

涡黏度可通过下式计算：

$$v_{sgs} = (C_w \Delta)^2 \frac{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{3/2}}{(\bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij})^{5/2} + (S_{ij}^d S_{ij}^d)^{5/4}} \quad (6)$$

模型常数 $C_w = 0.325$ 。 $\Delta = \sqrt[3]{\delta x \delta y \delta z}$ 为截止尺度。 S_{ij}^d 为速度梯度张量平方的对称部分：

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2}(\bar{g}_{ij}^2 + \bar{g}_{ji}^2) - \frac{1}{3}\delta_{ij}\bar{g}_{kk}^2 \quad (7)$$

其中， $\bar{g}_{ij}^2 = \bar{g}_{ik}\bar{g}_{kj}$ ， $\bar{g}_{ij} = \partial\bar{u}_i / \partial x_j$ 。张量 S_{ij}^d 可改写为：

$$S_{ij}^d = \bar{S}_{ij}\bar{S}_{kj} + \bar{\Omega}_{ik}\bar{\Omega}_{kj} - \frac{1}{3}\delta_{ij}(\bar{S}_{mn}\bar{S}_{mn} - \bar{\Omega}_{mn}\bar{\Omega}_{mn}) \quad (8)$$

涡量张量为：

$$\bar{\Omega}_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right) \quad (9)$$

控制方程的离散采用有限体积法，应用 Rhie-Chow 插值技术在同位网格上得到压力和速度的耦合。瞬态项的离散运用二阶向后欧拉格式，对流项的离散使用有界中心差分格式。

利用有限元的方法对立管的结构动力学响应进行求解。顶张力立管的有限元模型采用三维 20 节点固体单元进行离散。离散后的控制方程可表示为：

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (10)$$

其中， $\{q\}$ 代表节点位移向量，在其上加一点表示对时间的导数。 $[M]$ 、 $[C]$ 和 $[K]$ 分别代表质量、阻尼和刚度矩阵， $\{F\}$ 为流体力向量。控制方程采用二阶精度的 Hilber-Hughes-Taylor 法^[24]进行求解。

采用位移扩散网格运动模型处理立管的运动。网格节点的位移可根据下式得出：

$$\nabla \cdot (\gamma \nabla S_i) = 0 \quad (11)$$

S_i 表示网格节点在 x_i 方向的位移， γ 为网格刚度。为避免近壁面网格变形过大，参数 γ 设置为 $\gamma = 1/\nabla^2$ ， ∇ 为控制体的体积。

本文采用双向显式流固耦合方法模拟顶张力立管的涡激振动，即流场和固体场的控制方程分开求解，且在一个时间步内流场和固体场之间不产生次迭代。一个时间步内的求解过程可简要描述为：首先求解流体控制方程，得到作用于立管表面的流体力；运用守恒插值的方法将流体力通过流固交界面插值到有限元网格上，然后对结构动力学方程进行求解，获得立管的运动量；再由保形插值将立管运动的位移经流固交界面插值回流体网格，继而根据方程 (11) 计算网格点位置并更新网格。

3 问题描述

立管参数选用埃克森美孚公司在挪威海洋技术研究院开展的顶张力立管涡激振动模型试验^[25]中的立管模型参数 (见表 1)。立管模型长径比为 $L/D = 481.5$, 质量比为 $m^* = 2.23$ 。结构阻尼设置为 0。立管涡激振动的示意图如图 1 所示。来流方向平行于 x 轴, 立管的顶张力为 $T = 817$ N, 两端铰支, 可以在顺流向和横流向自由运动。本研究对模型试验中流速 $V = 0.2$ m/s 和 0.42 m/s 两个均匀来流的工况进行模拟。

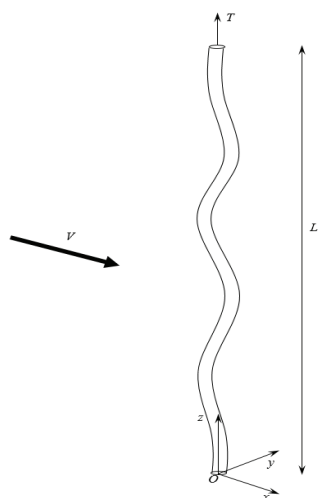


图 1 立管涡激振动示意图

表 1 立管模型参数

Properties	Values	SI units
L	9.63	m
D_o	20	mm
t_w	0.45	mm
E	1.025×10^{11}	N/m ²
T	817	N
m^*	2.23	-
L/D	481.5	-

图 2 (a) 为计算流体力学模拟中使用的计算域。笛卡尔坐标系的原点位于立管底端中心处。计算域长度为 $40D$, 立管位于进口边界下游 $10D$ 处。计算域横向宽度为 $20D$, 展向长度为 $481.5D$ 。 xy 平面的计算网格及立管周围网格特写如图 2 (b) 和 (c) 所示。立管周向布置 180 个节点, 径向第一层网格节点距壁面 $0.001D$ 以保证 y^+ 小于 1。流体控制方程的边

界条件为：假设立管表面光滑，采用无滑移边界条件。除无滑移边界条件外，还将壁面设置为流固交界面，用于耦合数据（力与位移）的传输。进口处速度为自由来流速度，出口处速度沿流向的梯度为0且参考压强为0。计算域的横向与展向边界设为自由滑移边界。

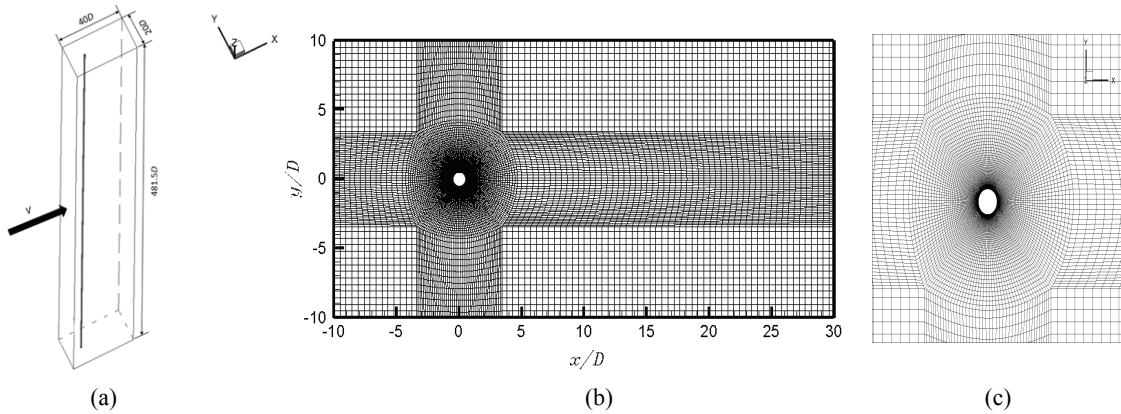


图2 (a) 计算域, (b) xy 平面计算网格和 (c) 立管周围网格特写

有限元分析中所使用的计算网格如图3所示。图3 (a) 为立管未发生形变时的初始网格，图3 (b) 为立管变形后的网格。立管有限元模型的展向方向分为250段，在其顶端施加 $T=817\text{ N}$ 的预张力，立管的顶端和底端均铰支。同时，将有限元模型的外表面设置为流固交界面用于数据传输。

4 结果分析

图4为数值模拟与模型试验得到的立管顺流向与横流向位移包络线的对比。通过比较可见，数值模拟结果与试验数据吻合较好。当 $V=0.2\text{ m/s}$ 时，立管顺流向与横流向的主控模态分别为二阶模态和一阶模态。随着流速增大至 $V=0.42\text{ m/s}$ ，立管的顺流向与横流向的主控模态分别变为三阶模态与二阶模态。

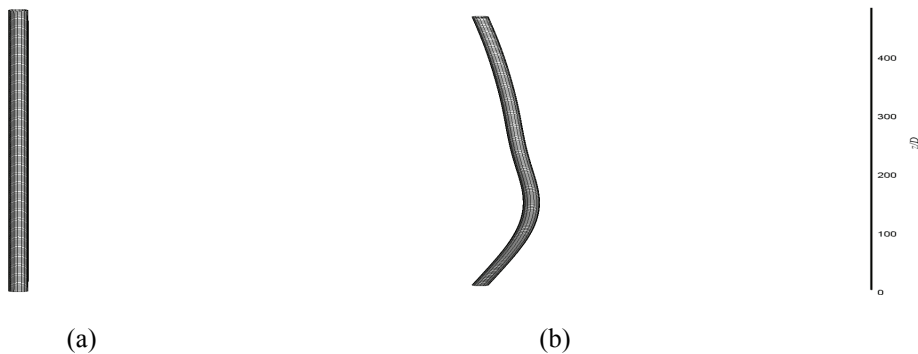


图3 有限元分析网格：(a) 初始网格和 (b) 立管变形后网格

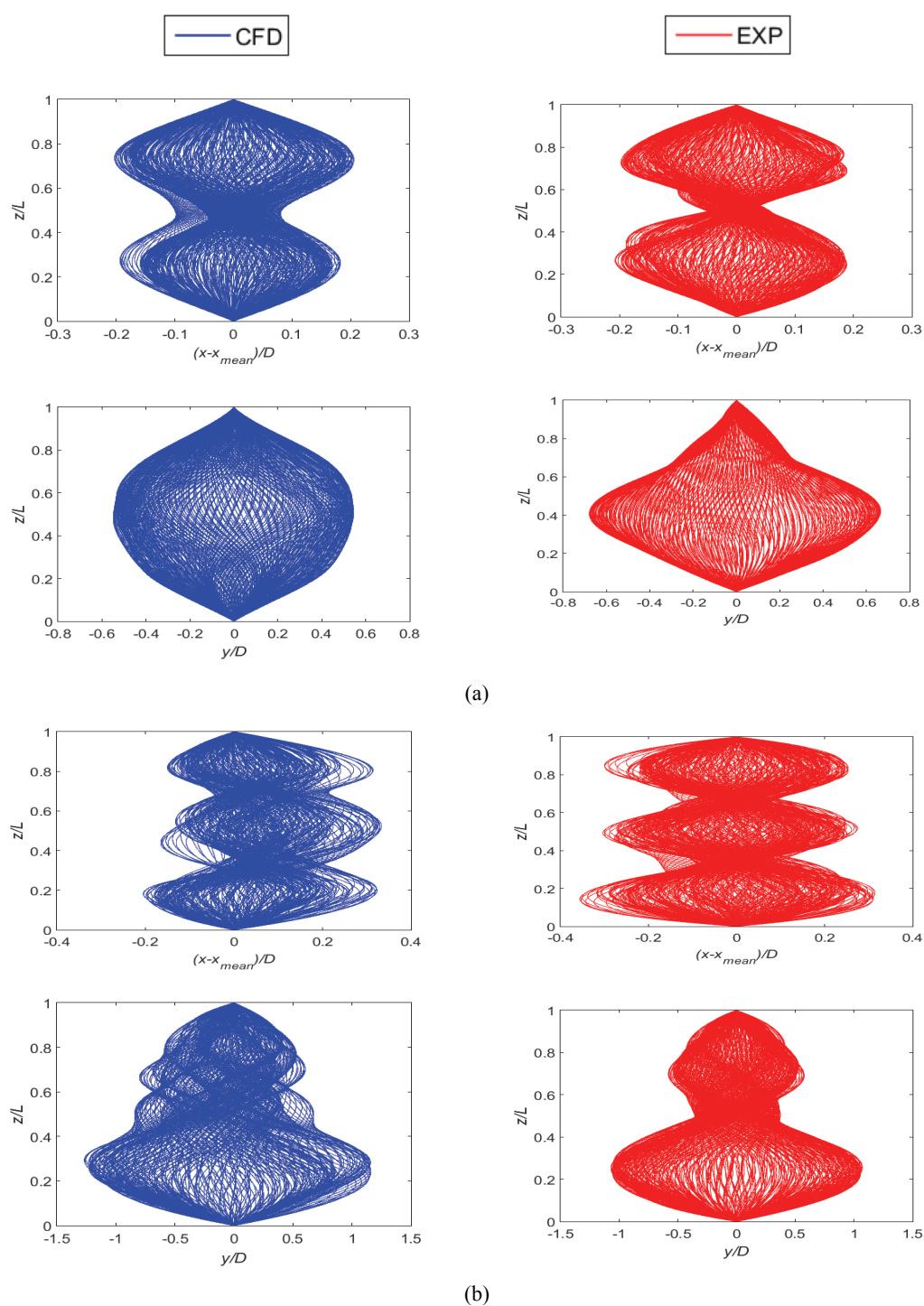


图4 立管位移包络线: (a) $V=0.2$ m/s 和 (b) $V=0.42$ m/s

为进一步分析立管的动力学特性，图 5 展示了数值模拟得到的顺流向与横流向运动沿立管的演变响应。其中，主控模态随流速的变化规律与图 4 一致。在多数情况下，立管的振动为行波与驻波的组合，只有当 $V=0.2 \text{ m/s}$ 时，立管的横流向振动为一阶模态振动，呈现典型的驻波响应特性。

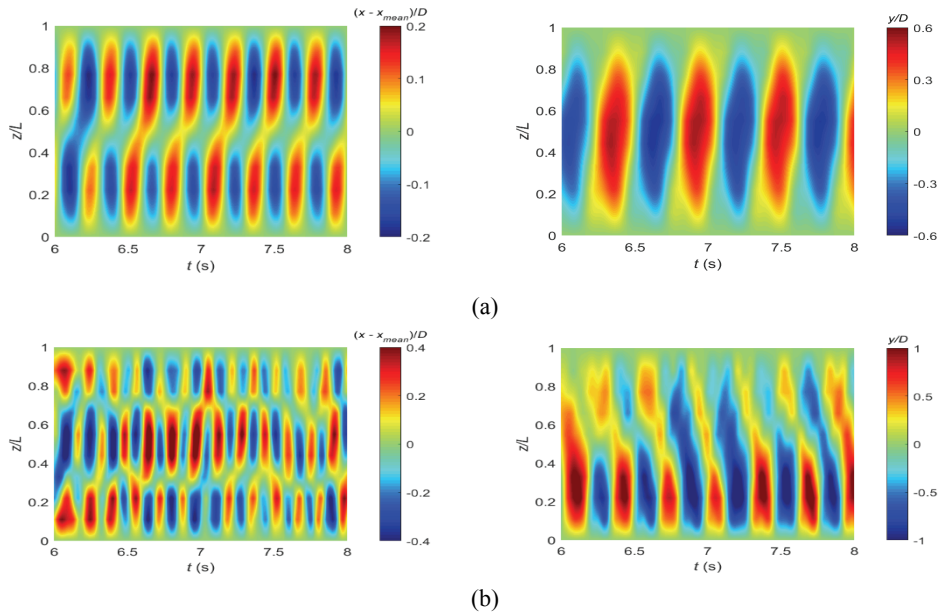


图 5 顺流向与横流向运动沿立管的演化响应: (a) $V=0.2 \text{ m/s}$ 和 (b) $V=0.42 \text{ m/s}$

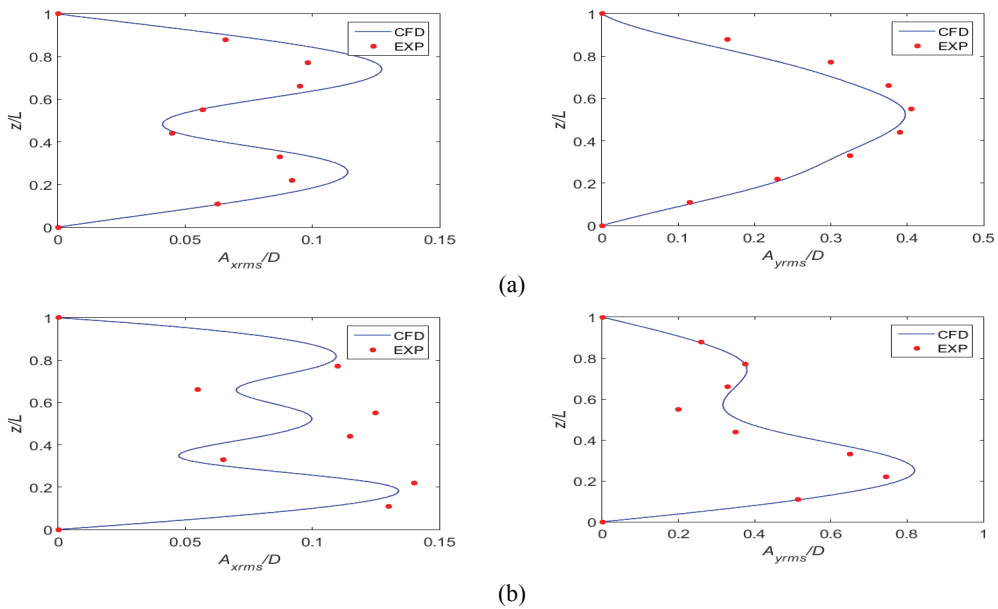


图 6 立管顺流向与横流向均方根振幅沿展向分布: (a) $V=0.2 \text{ m/s}$ 和 (b) $V=0.42 \text{ m/s}$

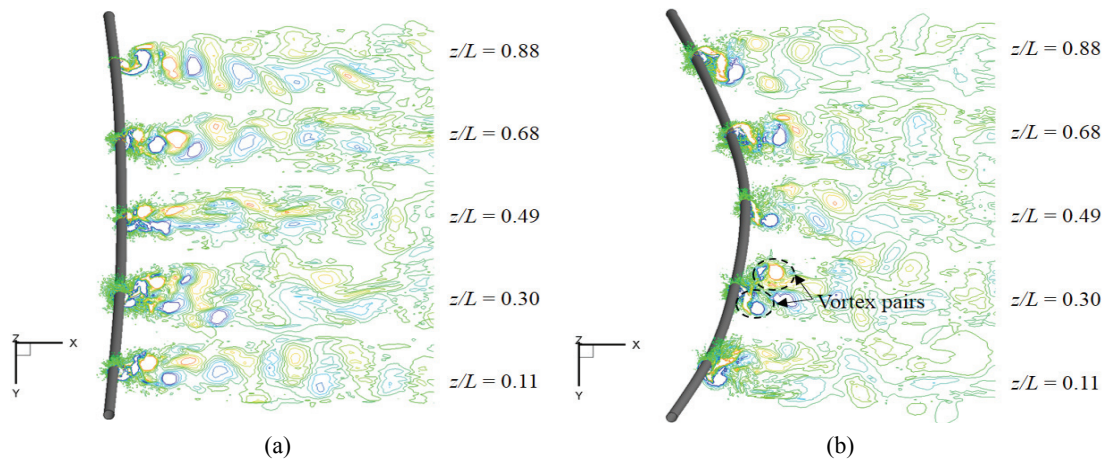


图7 立管涡激振动尾迹旋涡脱落模式

5 结语

应用三维流固耦合数值模拟的方法研究了顶张力立管涡激振动。数值模拟的结果与模型试验数据进行了对比，吻合程度较高，验证了数值模型的可靠性。研究表明，随着流速的增大，立管顺流向与横流向的主控模态均有所增加，最大振幅也随之增大。除较低流速下立管横流向振动外，立管振动呈现行波与驻波组合的特性。圆柱尾迹泻涡多为2S模式，而最大振幅处对应的旋涡脱落模式为2P模式。总的来说，本研究所使用的数值方法能够对顶张力立管在均匀来流中涡激振动进行较为合理的预报。

致谢

本工作得到了国家自然科学基金（51679167）的支持，在此衷心表示感谢。

参考文献

- 1 Bourguet R., Karniadakis G.E., Triantafyllou M.S. Lock-in of the vortex-induced vibrations of a long tensioned beam in shear flow [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27: 838-847.
- 2 Bourguet R., Karniadakis G.E., Triantafyllou M.S. Phasing mechanisms between the in-line and cross-flow vortex-induced vibrations of a long tensioned beam in sheared flow [J]. *Computers & Structures*, 2013, 122: 155-163.
- 3 Sarpkaya T. Vortex-induced oscillations [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1979, 46: 241-258.
- 4 Bearman P.W. Vortex shedding from oscillating bluff body [J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1984,

- 16: 195-222.
- 5 Williamson C.H.K., Govardhan R. Vortex-induced vibrations [J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2004, 36: 413-455.
 - 6 Gabbai R.D., Benaroya H. An overview of modelling and experiments of vortex-induced vibrations of circular cylinders [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 282: 575-646.
 - 7 Bearman P.W. Circular cylinder wakes and vortex-induced vibrations [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27: 648-658.
 - 8 Wu X., Ge F., Hong Y. A review of recent studies on vortex-induced vibrations of long slender cylinders [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2012 28: 292-308.
 - 9 Chaplin J.R., Bearman P.W., Huera-Huarte F.J., et al. Laboratory measurement of vortex-induced vibrations of a vertical tension riser in a stepped current [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2015, 21: 3-24.
 - 10 Tognarelli M.A., Slocum S.T., Frank W.R., et al. VIV response of a long flexible cylinder in uniform and linearly shear currents, OTC 16338; In: *Proceedings of the 2004 Offshore Technology Conference*, Houston, USA, F, 2004 [C].
 - 11 Trim A.D., Braaten H., Lie H., et al. Experimental investigation of vortex-induced vibration of long marine risers [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2005, 21: 335-361.
 - 12 Lie H., Kaasen K.E. Modal analysis of measurements from a large-scale VIV model test of a riser in linearly sheared flow [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2006, 22: 557-575.
 - 13 Vandiver J.K., Swithenbank S., Jaiswal V., et al. The effectiveness of helical strakes in the suppression of high-mode-number VIV, OTC 18276; In: *Proceedings of the 2006 Offshore Technology Conference*, Houston, USA, F, 2006 [C].
 - 14 Huang S., Khorasanchi M., Herfjord K. Drag amplification of long flexible riser models undergoing multi-mode VIV in uniform currents [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27: 342-353.
 - 15 Gu J., Vitola M., J. Coelho, et al. An experimental investigation by towing tank on VIV of a long flexible cylinder for deepwater riser application [J]. *Journal of Marine Science and Technology*, 2013, 18: 358-369.
 - 16 Gao Y., Fu S., Ren T., et al. VIV response of a long flexible riser fitted with strakes in uniform and linearly sheared currents [J]. *Applied Ocean Research*, 2015, 52: 102-114.
 - 17 Willden R.H.J., Graham J.M.R. Numerical prediction of VIV on long flexible circular cylinders [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2001, 15: 659-669.
 - 18 Meneghini J.R., Saltara F., Fregonesi R.A., et al. Numerical simulations of VIV on long flexible cylinders immersed in complex flow fields [J]. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 2004, 23: 51-63.
 - 19 Yamamoto C.T., Meneghini J.R., Saltara F., et al. Numerical simulations of vortex-induced vibration on flexible cylinders [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2004, 19: 467-489.
 - 20 Duanmu Y., Zou L., Wan D. Numerical analysis of multi-modal vibrations of a vertical riser in step currents [J]. *Ocean Engineering*, 2018, 152: 428-442.
 - 21 Newman D.J., Karniadakis G.E. A direct numerical simulation study of flow past a freely vibrating cable [J].

- Journal of Fluid Mechanics, 1997, 344: 95-136.
- 22 Evangelinos C., Karniadakis G.E. Dynamics and flow structures in the turbulent of rigid and flexible cylinders subject to vortex-induced vibrations [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1999, 400: 91-124.
- 23 Nicoud F., Duros F. Sugrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor [J]. Flow, Turbulence and Combustion, 1999, 62: 183-200.
- 24 Chung J., Hulbert G.M. A time integration algorithm for structural dynamics with improved numerical dissipation: the generalised- α method [J]. Journal of Applied Mechanics, 1993, 60: 371-375.
- 25 Lehn E. Trondheim, Norway: Norwegian Marine Technology Research Institute, 2003.
- 26 Vandiver J.K. Dimensionless parameters important to the prediction of vortex-induced vibration of long marine risers [J]. Journal of Fluids and Structures, 1993 7: 423-455.
- 27 Huera-Huarte F.J., Bearman P.W. Vortex and wake-induced vibrations of a tandem arrangement of two flexible circular cylinders with near wake interference [J]. Journal of Fluids and Structures, 2011, 27: 193-211.
- 28 Sun L., Zong Z., Dong J., et al. Stripwise discrete vortex method for VIV analysis of flexible risers [J]. Journal of Fluids and Structures, 2012, 35: 21-49.

Numerical simulation of vortex-induced vibration of a top-tensioned riser in uniform flow

WANG En-hao, XU Wan-hai, GAO Xi-feng, WU Hao-kai

(State Key Laboratory of Hydraulic Engineering Simulation and Safety, Tianjin University, Tianjin, 300072.

Email: xuwanhai@tju.edu.cn)

Abstract: Combined in-line and cross-flow vortex-induced vibration (VIV) of a top-tensioned riser in uniform currents is studied using a fully three-dimensional fluid-structure interaction simulation approach. The model vertical riser tested at the MARINTEK by ExxonMobil is considered. The model riser has a length-to-diameter ratio $L/D = 481.5$ and a mass ratio $m^* = 2.23$. The structural damping is set to zero in the present simulation. A top tension $T = 817$ N is applied to the top end of the riser. The riser is pinned at both ends and free to move in both the in-line and cross-flow directions. The numerical results are compared with the experimental data and good agreement has been reached. Detailed analyses of the VIV response characteristics and the wake vortex shedding modes are carried out.

Key words: Vortex-induced vibration; Top-tensioned riser; Fluid-structure interaction.