

单向水流作用下近壁管道横向 涡激振动实验研究*

杨兵 高福平 吴应湘

(中国科学院力学研究所)

摘要 对单向水流作用下近壁管道横向涡激振动进行了实验模拟,重点探讨了管道与壁面间隙比(e/D)对管道涡激振动幅值和涡激振动频率响应特性的影响规律。实验结果表明,管道与壁面间隙宽度对管道涡激振动特性有较明显影响。在较大间隙比($e/D > 0.66$)下,管道振幅随着 Vr 数的增大先快速增长到最大值,然后平缓下降;在振动初期(即 Vr 数较小时),管道振动频率变化基本符合 Strouhal 规律;在振动中后期(即 Vr 数较大时),管道振动频率变化不符合 Strouhal 规律,而在管道固有频率附近缓慢增长。在较小间隙比($e/D < 0.30$)下,管道振幅随 Vr 数的增大先平缓上升到最大值,随后较快速下降;在振动初期,管道振动频率变化不遵循 Strouhal 规律;在整个振动范围内,与较大间隙比情况相比,随着 Vr 数增加,管道振动频率增长幅度明显较大。

关键词 近壁管道 管道与壁面间隙比 涡激振动 单向水流

0 引言

目前,关于自由管道横向涡激振动的研究进行较多。Feng^[1]研究了管道在空气中的振动情况,其管道幅值反应分为初始上升阶段和后期下降阶段两部分。Anand^[2]研究了管道在水中的涡激振动,其幅值反应和频率反应呈现出一些新的特点。Khalak 和 Williamson^[3-6]、Govardhan 和 Williamson^[7]研究了低质量比情况下管道在水中的涡激振动,发现管道振动幅值反应分为初始激励阶段、顶部平稳阶段和下降阶段等3部分。

在许多情况下,管道振动会受到附近结构壁面的影响。Wilson 和 Caldwell^[8]较早研究了近壁管道的涡激振动,但得出的规律性的结果还很少。Tsahalis^[9]和 Jacobsen^[10]研究了管道与壁面间隙比(e/D ,其中 e 为管道与壁面间隙的宽度, D 为管道直径)较大情况下的管道涡激振动特性。Fredsoe^[11]研究了不同间隙比情况下管道的振动特性,但实验流速较小,相当一部分曲线描述的涡激振动

特性不够完整。可见,与自由管道涡激振动研究相比,近壁管道涡激振动的研究较少。

近壁管道在单向水流作用下的涡激振动是一个流固耦合问题。目前,实验研究仍然是解决流固耦合问题最有效的方面之一。已有研究表明^[9,12],管道发生涡激振动时,垂直于流动方向的横向振动幅值比平行于流动方向的流向振动幅值大很多,因此横向振动危害更大。为此,利用自主研发的管道涡激振动实验装置,系统地研究了单向水流作用下管道与壁面间隙比对管道横向涡激振动幅值和频率的影响。

1 实验装置及方法

为研究单向水流作用下管道与壁面间隙比对管道振动特性的影响,专门研制了与单向流水槽结合的管道涡激振动实验装置(图1)。该实验装置的有关情况如下:实验管道由连接杆悬挂;连接杆与滑杆通过铰链连接;滑杆通过定位滑轮导向;竖直弹簧将整个运动部件悬挂于支撑架上,从而使管道能够在

* 中国科学院与中国海洋石油总公司“十五”重大合作项目(No. KJCX2-SW-L03)资助。

第一作者简介:杨兵,男,2002年毕业于中国铁道科学研究院(获硕士学位),目前在中国科学院力学研究所攻读博士学位,主要从事海洋工程力学研究。地址:北京市海淀区北四环西路15号(邮编:100080)。电话:010-62537634(办)。E-mail:yangbing@rails.com.cn。

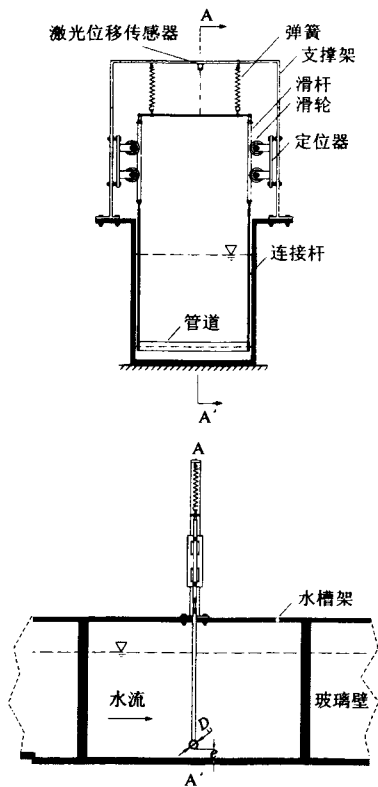


图 1 涡激振动实验装置示意图

竖直方向自由运动;调节支撑架的高度可以改变管道与壁面间隙宽度;单向流实验水槽长 19.0 m、宽 0.5 m、高 0.6 m,它能够提供 0.04~0.60 m/s 的水流速度。

实验管道直径为 0.032 m,长 0.470 m,单位长度管道质量为 3.1 kg/m,实验水深为 0.30 m。实验中,管道与水槽底面的间隙(e)分别为 2、9.6、21、28、35、150 mm。管道振动位移用非接触式激光位移传感器进行测量,传感器的分辨精度为 0.3 mm;水流速度用旋浆式流速仪测量;管道尾迹涡脱落频率用热膜流速仪测量;管道在静水中的固有频率(f_n)采用自由振动法进行测量。对管道自由振动衰减曲线(图 2)进行频谱分析,可得到管道在静水中的固有频率(图 3)。管道的结构阻尼因子(ζ)可用对数衰减法计算得到,其计算公式为

$$\zeta = \frac{1}{2\pi n} \ln \frac{y_t}{y_{t+nT}} \quad (1)$$

式中: y_t 为 t 时刻对应的振动位移值; y_{t+nT} 为 $t+nT$ 时刻对应的振动位移值; T 为振动周期。在本文中, $f_n = 1.26 \text{ Hz}$, $\zeta = 0.0152$ 。

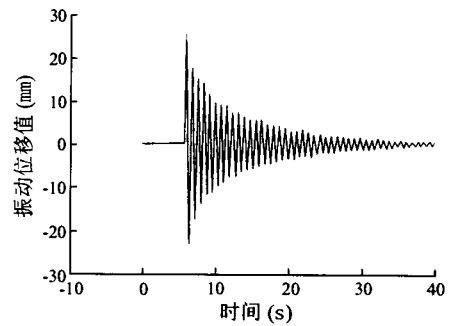


图 2 管道自由振动衰减曲线

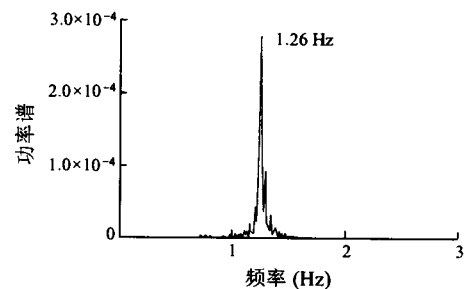


图 3 管道自由振动衰减曲线的频谱分析图

2 近壁管道涡激振动现象及分析

一般而言,影响近壁管道涡激振动的因素有管道质量、管道固有频率、管道结构阻尼、管道与壁面间隙、流体速度等,对影响因素的详细分析见文献[13]。笔者主要通过改变流体速度、管道与壁面间隙来研究近壁管道涡激振动规律,得到 e/D 对管道振动幅值和频率响应的影响。

图 4 是 $e = 35 \text{ mm}$ 时不同水流速度情况下的管道振动时程曲线及相应的频谱分析图; $e/D = 1.1$ 情况下管道振动的频率比(f/f_n , f 为管道的振动频率)和幅值比(A/D , A 为管道平均振幅)随 V_r 数的变化如图 5 所示,其中 V_r 数定义为

$$V_r = \frac{U}{f_n D} \quad (2)$$

式中: U 为水流平均速度。 V_r 数的物理意义可解释为流体作用力与管道弹性恢复力之比。

由图 4、图 5 可见,当水流速度达到一定值时,管道开始发生振动(如图 4a 所示,当 $U = 0.175 \text{ m/s}$ 时,管道平均振幅约为 4 mm;如图 5 所示,当 V_r 数约为 3.1 时,管道开始振动);随着水流速度逐渐增加,管道振幅进一步增大,直到振幅达到最大值(如图 4b、c 所示,当水流速度从 0.211 m/s 增大到

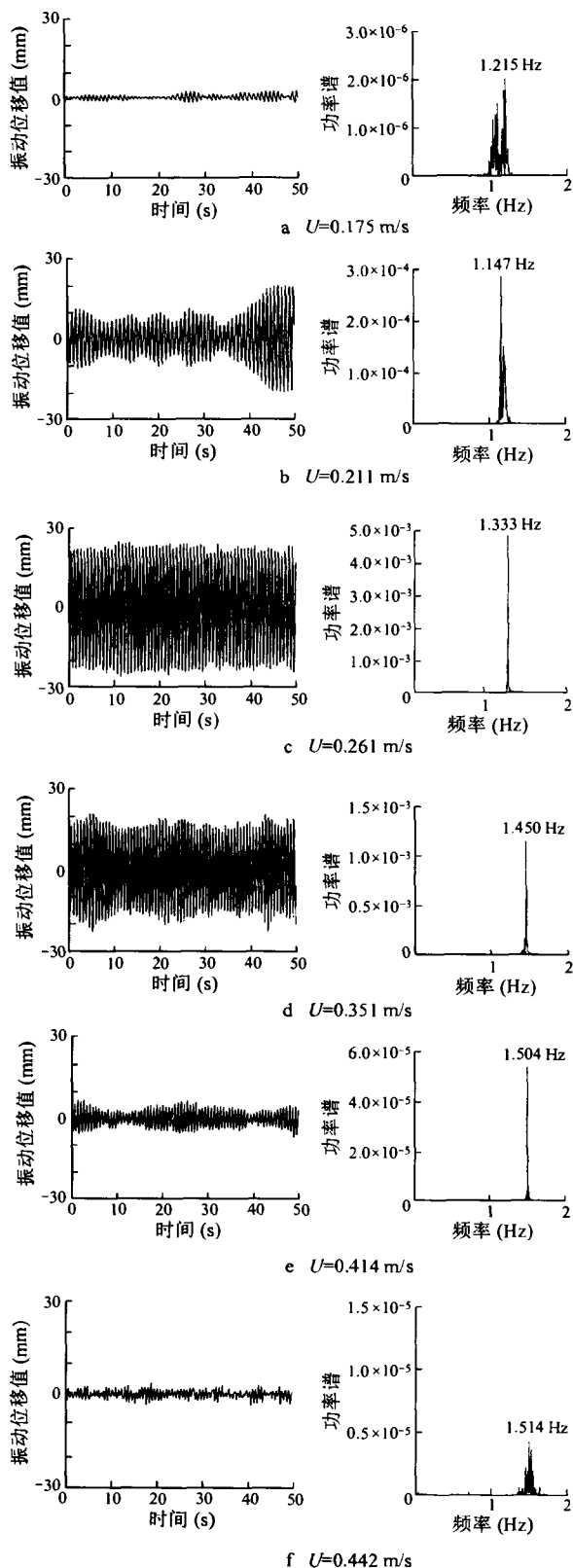


图4 不同水流速度情况下管道涡激振动的时程曲线(左)及相应的频谱分析图(右)($e=35$ mm)

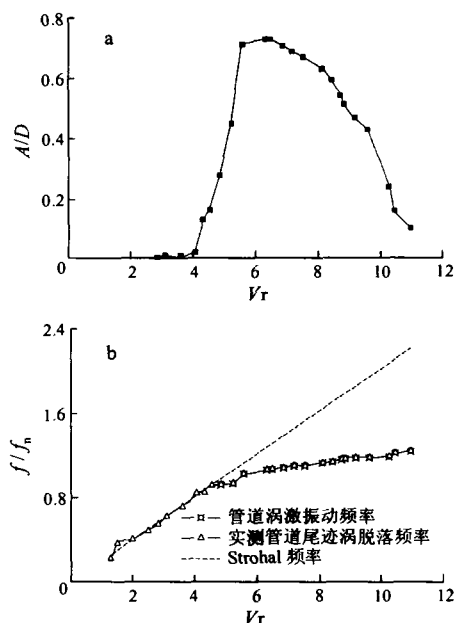


图5 管道涡激振动的幅值(a)和频率(b)随 V_r 数的变化($e/D=1.1$)

0.261 m/s 时,管道平均振幅从 14.3 mm 增大到 23.1 mm(最大值);如图 5 所示,当 V_r 数从 3.1 增大到 6.3 时,管道振幅比从 0.01 增大到 0.72(最大值);当管道振幅达到最大值后,随着水流速度的增大管道振幅逐渐减小,直到趋于零(如图 4d~f 所示,当水流速度从 0.351 m/s 增大到 0.442 m/s 时,管道平均振幅从 17.3 mm 减小到 3.2 mm;如图 5 所示,当 V_r 数从 6.3 增大到 10.9 时,管道振幅比从 0.72 减小到 0.09)。可见,在管道发生涡激振动的过程中,随着水流速度的增大,管道振幅经历了先增大、后减小的变化过程。

从图 4 所示的管道涡激振动频谱分析图和图 5 所示的管道涡激振动频率随 V_r 数变化趋势可以看出,管道振动频率随水流速度的增加而缓慢增加。为了便于分析对比,在图 5 中画出了 Strouhal 频率线。Strouhal 频率代表无界区域固定刚性管道尾迹涡脱落频率,其定义如下

$$\frac{f_v}{f_n} = \frac{f_v D}{U} \frac{U}{D f_n} = St \frac{U}{D f_n} = St V_r \quad (3)$$

式中: f_v 为无界区域固定刚性管道尾迹涡脱落频率; St 为 Strouhal 数。已有研究表明^[14-16],在亚临界区($300 < Re < 3 \times 10^5$), St 数约为 0.2。本文中, Re 数在 $10^3 \sim 10^4$ 量级,处于亚临界区,故 St 数取

0.2。在图 5 中同时给出了实测管道尾迹涡脱落频率的变化规律。

从图 5 可以看出:当管道未振动或微幅振动(振幅比小于 0.02)时,管道尾迹涡脱落频率的变化符合 Strouhal 规律;当管道微幅振动时,管道涡激振动频率的变化也基本符合 Strouhal 规律;当管道振幅达到一定程度且 V_r 数超过一定数值后,管道涡激振动频率和尾迹涡脱落频率的变化偏离了 Strouhal 规律,但管道尾迹涡脱落频率与管道涡激振动频率的变化始终是一致的,并且略高于管道固有频率(1.26 Hz)。

根据 V_r 数的物理意义,可对以上现象作如下物理解释:

(1) 当 V_r 数较小时,管道在横向所受的流体作用力远小于管道弹性恢复力,故管道处于静止状态;但此时 Re 数已在亚临界区范围内,在管道尾迹区已存在明显涡脱落现象。

(2) 当 V_r 数逐渐增大时,管道在横向所受的流体作用力逐渐增大,但其值仍然很小(与管道弹性恢复力相比,此时的流体作用力不能忽略),管道在流体作用力方向发生很小位移。此时,由于管道位移很小,涡脱落频率与静止管道尾迹涡脱落频率差异很小。管道尾部交替出现的涡脱落致使流体作用力的方向不断变化,故管道在流体作用力方向产生振动,且管道振动频率与涡脱落频率相同。

(3) 当 V_r 数进一步增大时,管道在横向所受的流体作用力也增大,且与管道弹性恢复力相当,此时管道产生大幅振动;管道尾迹涡脱落频率与管道涡激振动频率相互影响;涡脱落频率与静止管道尾迹涡脱落频率差异很大,而与管道涡激振动频率一致;管道涡激振动频率在其固有频率附近缓慢变化。

(4) 当 V_r 数继续增大时,管道在横向所受的流体作用力继续增大,与管道弹性恢复力相比,此时的流体作用力很大,以致可忽略管道弹性恢复力。此时管道所受流体作用力虽然很大,但流体作用力的变化频率大大高于管道的反应频率,故管道几乎是静止不动的。

3 管道与壁面间隙比对管道涡激振动特性的影响

当管道与壁面间隙比较大(如 $e/D = 0.66$ 、0.88、1.10 和 4.70)时,管道涡激振动的最大幅值随

着 e/D 的增大而增大(图 6a),例如, $e/D = 0.66$ 对应的幅值比 A/D 约为 0.64, $e/D = 4.70$ 对应的幅值比约为 1.04(最大值)。但是,管道的涡激振动频率则随间隙比增大而略有降低,例如, $e/D = 4.70$ 对应的频率变化曲线位于图中诸曲线的最下方, $e/D = 0.66$ 对应的频率变化曲线位于诸曲线的最上方, $e/D = 0.88$ 、1.10 对应的频率变化曲线位于上述 2 条曲线之间(图 6b)。为了便于分析对比,在频率变化图中也画出了无界区域静止管道尾迹涡脱落频率的变化规律曲线(即 Strouhal 频率曲线)。从图 6b 可以发现,当 V_r 数较小、管道发生微小振动时,管道涡激振动频率变化基本符合 Strouhal 规律;而随着 V_r 数的增大、管道发生较大幅值振动时,管道涡激振动频率则偏离 Strouhal 频率曲线。

与上述管道涡激振动规律相比,管道与壁面间隙比较小(如 $e/D = 0.06$ 、0.30)时管道涡激振动规律呈现出一些新的特点:

(1) 随着 V_r 数增加,振动幅值比在前期缓慢增长,在后期急剧下降;间隙比越小,上述规律越明显,即达到最大振动幅值所需的 V_r 数越大(图 7a)。

(2) 当 V_r 数较小时,管道振动频率变化不遵循 Strouhal 规律;当 V_r 数较大时,较小间隙比下管道振动频率增长速度明显大于较大间隙比下管道振动

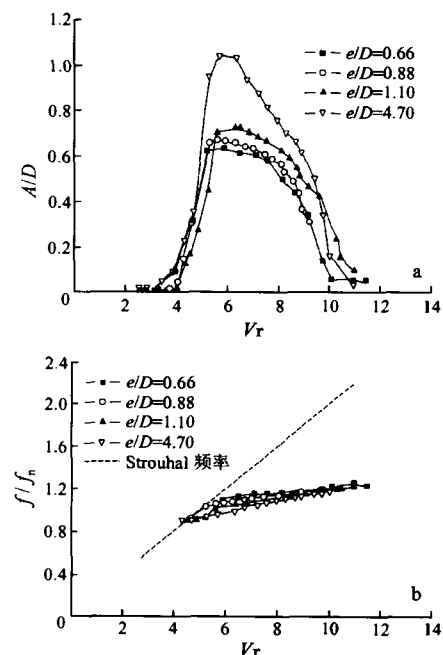


图 6 管道与壁面间隙比较大时管道涡激振动幅值(a)和频率(b)随 V_r 数的变化

频率的增长速度。与较大间隙比情况类似的是,较小间隙比时,在相同 V_r 数下,管道涡激振动频率随着间隙比的减小,也在增大(图 7b)。

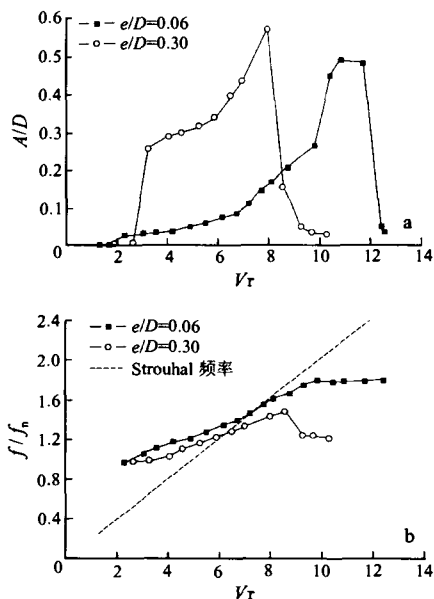


图 7 管道与壁面间隙比较小时管道涡激振动幅值(a)和频率(b)随 V_r 数的变化

4 结论

单向水流作用下近壁管道横向涡激振动规律实验研究结果表明:

(1) 当管道与壁面间隙比较大($e/D > 0.66$)时,管道振幅随 V_r 数增加先快速增长到最大值,然后平缓下降;随着间隙比的增大,管道最大振幅有增大趋势,而管道振动频率则略有降低;在振动初期(即 V_r 数较小时),管道振动频率变化规律基本符合 Strouhal 频率线,在振动中后期(即 V_r 数较大时),管道振动频率变化规律明显偏离 Strouhal 频率线,在其固有频率附近缓慢增长。

(2) 当管道与壁面间隙比较小($e/D < 0.30$)时,管道振动幅值随 V_r 数的增大先平缓上升到最大值,随后较快速下降;在振动初期(即 V_r 数较小时),管道振动频率变化规律明显偏离 Strouhal 频率线;与较大间隙比情况相比,随着 V_r 数的增加,管道振动频率增长幅度明显较大。

参 考 文 献

[1] FENG C C. The measurement of vortex-induced effects on

flow past stationary and oscillating circular and D-section cylinders[D]. M. Sc. Thesis, Columbia; Univ. of British Columbia, 1968.

- [2] ANAND N M. Free span vibrations of submarine pipelines in steady and wave flows[D]. Thesis, Div. of Port and Ocean Engineering, The Univ. of Trondheim. The Norwegian Institute of Technology, Trondheim, Norway, 1985.
- [3] KHALAK A, WILLIAMSON C H K. Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping[J]. Journal of Fluids and Structures, 1996, 10: 455-472.
- [4] KHALAK A, WILLIAMSON C H K. Investigation of the relative effects of mass and damping in vortex-induced vibration of a circular cylinder[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1997a, 69-71: 341-350.
- [5] KHALAK A, WILLIAMSON C H K. Fluid forces and dynamics of a hydroelastic structure with very low mass and damping[J]. Journal of Fluids and Structures, 1997b, 11: 973-982.
- [6] KHALAK A, WILLIAMSON C H K. Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibrations at low mass-damping[J]. Journal of Fluids and Structures, 1999, 13: 813-815.
- [7] GOVARDHAN R, WILLIAMSON C H K. Modes of vortex formation and frequency response for a freely-vibrating cylinder[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2000, 420: 85-130.
- [8] WILSON J F, CALDWELL H M. Force and stability measurements on models of submerged pipelines[J]. ASME Journal of Engineering for industry, 1971, 1: 290-1 298.
- [9] TSAHALIS D T, WARREN T J. Vortex-induced vibrations of a flexible cylinder near a plane boundary in steady flow; proceedings of the 13th Annual Offshore Technology Conference. OTC Paper; 3991[C]. Houston, Tex, 1981.
- [10] JACOBSEN V, BRYNDUM M B, NIELSON R, et al. Cross-flow vibrations of a pipe close to a rigid boundary[J]. Journal of Energy Resources Technology, 1984, 106: 451-457.
- [11] FREDSOE J, SUMER B M, ANDERSON J, et al. Transverse vibrations of a cylinder very close to a plane wall; proceedings of the 4th International Symposium On Offshore Mechanics and Arctic Engineering[C]. ASME, 1985, 1: 601-609.
- [12] KING R. Vortex-excited structural oscillations of a circular cylinder in steady currents; the 6th Annual Offshore Technology Conferences, OTC Paper; 1958[C]. 1974, 143-145.
- [13] YANG B, GAO F P, WU Y X. Dimensional analysis and experimental apparatus on interaction among current, pipeline and seabed[J]. Journal of Ship Mechanics, 2006, 10(3) (in press).
- [14] WILLIAMSON C H K. Oblique and parallel modes of vortex shedding in the wake of a circular cylinder at low Reynolds number[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1989, 206: 579-627.
- [15] ROSHKO A. Experiments on the flow past a circular cylinder

at very high Reynolds number[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1961, 10: 345-356.

- [16] SCHEWE G. On the force fluctuations acting on a circular cylinder in cross-flow from subcritical up to, transcritical Reynolds numbers[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1983, 133: 265-285.

收稿日期: 2005-11-14 改回日期: 2005-12-16

(编辑: 张 敏 张金棟)

Experimental study on vortex-induced vibrations of a pipeline near a plane boundary in steady flow

Yang Bing Gao Fuping Wu Yingxiang

(*Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100080*)

Abstract: Vortex-induced vibrations of a pipe near a plane boundary in steady flow were simulated experimentally. The influence of gap-diameter ratio (e/D) on the amplitude and frequency responses of the pipe's vibration is investigated. The experimental results show that the proximity of pipe to boundary has much influence upon the dynamic re-

sponses of the pipe. For the case of large e/D (> 0.66), with the increase of V_r number, the amplitude of pipe vibration increases quickly to a maximum value firstly, then decreases slowly; at the initial stage of vibration with small V_r number, the frequency of pipe vibration almost follows Strouhal's law, while it deviates obviously from Strouhal's law at the middle and last stage with big V_r number, which varies near its natural frequency. For the case of small e/D (< 0.30), with the increase of V_r number, the amplitude of pipe vibration increases slowly to a maximum value firstly, then decreases quickly; at the initial stage of vibration with small V_r number, the frequency of pipe vibration deviates obviously from Strouhal's law; at the whole range of vibration, with the increase of V_r number, the increasing amplitude of the frequency of pipe vibration is clearly larger than that in the case of large e/D .

Key words: a pipe near a boundary; gap-diameter ratio (e/D); vortex-induced vibration; steady flow

(上接第 51 页)

求。控制合适的膨润土含量是 PEC 有机正电胶钻井液体系流变性参数控制的重要保证。尽可能保持 PEC 有机正电胶钻井液体系 MBT 值在 35~40 g/L, 有利于携带岩屑能力的提高和水马力的发挥, 避免过高切力和屈服值所造成的过高压耗。目前, PEC 有机正电胶钻井液体系已经在渤海地区得到了推广使用和不断完善, 有效地推动了该地区钻井时效的提高和钻井综合成本的降低。

收稿日期: 2005-11-15

(编辑: 叶秋敏 崔护社)

Application of the PEC drilling fluid system in BZ 25-1 oilfield

Wang Wei Li Guozhao Yu Zhijie
Huang Yuxiang

(*China Oilfield Services Ltd., CNOOC, Tianjin, 300452*)

Abstract: The cationic seawater polymer drilling

fluid and the glycol polymer drilling fluid systems used in phase I development drilling of BZ 25-1 oilfield led to the serious shale clay swelling and induced the difficulties in short trip and back-reaming, thus reducing the drilling efficiency a lot in the oilfield. Based on the research of the formation features of the oilfield and some lab experiments, the PEC drilling fluid system was designed with the "soft inhibition" configuration and applied in the phase II drilling operation of BZ 25-1 oilfield. The field application has been shown that the PEC drilling fluid system has unique rheological property and enough carrying capability. The system has satisfied the requirements for quick drilling engineering in BZ 25-1 oilfield, thereby improving the drilling efficiency and saving the drilling cost.

Key words: PEC drilling fluid system; soft inhibition; lab experiments; field application; BZ 25-1 oilfield