

近壁面柱体涡激振动触发的临界速度

刘俊^{1,2}, 刘艳³, 高福平^{1,2*}

(1. 中国科学院力学研究所流固耦合系统力学重点实验室, 北京, 100190; 2. 中国科学院大学工程科学学院, 北京, 100049; 3. 湘潭大学土木工程与力学学院, 湘潭, 411105; E-mail: fpgao@imech.ac.cn)

摘要: 柱体涡激振动是典型的流固耦合问题。海底管道的涡激振动通常会受到海床壁面影响, 而呈现出与远离壁面柱体不同的幅频响应。本研究结合大型波流水槽, 研制了具有微结构阻尼的柱体涡激振动装置; 基于量纲分析理论, 开展了系列水槽模型实验, 同步测量柱体涡激振动位移时程和绕流流场变化, 研究了壁面间隙比 (e/D) 对柱体涡激振动触发临界速度的影响规律。采用专门设计的自下向上扫描 PIV 流场测量系统, 针对不同间隙比条件下的固定柱体和涡激振动柱体的绕流流场特征进行了对比分析。结果表明, 当间隙比 $e/D \geq 0.4$ 时, 柱体尾涡脱落的壁面效应通常可以忽略; 随着间隙比减小, 底部壁面对柱体后方尾涡脱落的抑制作用逐渐增大。在涡激振动触发阶段发生锁频时, 柱体振动幅值和频率均发生阶跃, 振幅阶跃值随着间隙比的减小而减小, 而频率阶跃值则随着间隙比的减小而增大。柱体涡激振动触发的临界速度呈现随壁面间隙比减小而减小的变化趋势, 对于较大间隙比 $e/D \geq 0.8$, 涡激振动触发的约减速度约为 4.0; 对于较小间隙比 $e/D \leq 0.6$, 涡激振动触发的约减速度在 2.0~4.0 之间。

关键词: 柱体涡激振动; 近壁面效应; 锁频; PIV

1 引言

当流体流过柱体时, 在一定的流速条件下柱体后方会出现周期性交替脱落的旋涡, 从而诱导柱体表面周期性的压力脉动, 对柱体施加周期性的作用力。当涡脱落频率和结构的固有频率接近时, 会诱发结构涡激振动。流向振动的幅值约比横向振动的幅值小一个量级, 所以多数研究只关注了横向涡激振动。柱体结构涡激振动触发的临界速度、振幅和频率特性直接影响到结构的疲劳安全性, 因此受到了结构设计工程师和科研人员的广泛关注。

对于远离壁面的静止柱体, 尾流通常以确定的频率周期性地脱落, 遵循斯特劳哈尔定律, 即 $f_s = StU/D$ 。其中 f_s 为固定柱体涡脱落频率; St 为 Strouhal 数, 是雷诺数的函数。在亚临界雷诺数范围内, 对于光滑圆柱体, St 可取为 0.2。当柱体靠近壁面时, St 数就不仅仅是 Re 的函数, 还与柱体和壁面的距离以及边界层厚度有关。针对近壁面柱体绕流, 国内外学

者做了大量的实验和数值研究^[1-5]。Lei等^[3]发现,当柱体和壁面之间的距离较小时,柱体表面剪切层和壁面剪切层相互作用,柱体的涡脱落强度会受到壁面的抑制。涡脱落受到抑制的临界间隙比会由于雷诺数、壁面边界层厚度等条件的不同而不同,约为0.3~0.5。而随着间隙比的减小,Strouhal数及相应的涡脱落频率会有5%~10%的增大^[1-2,6-7]。

涡激振动触发的临界速度和激发范围,通常采用约减速度 V_r 进行描述。对于远离壁面的柱体而言,涡激振动的激发范围主要受质量比 m^* 影响,无量纲最大振幅则与质量比 m^* 和阻尼比 ζ 的组合参数相关(Scruton^[8]; Skop等^[9]; Skop等^[10]; Govardhan等^[11])。对于近壁面柱体, Fredsoe等^[12]研究发现,接近刚性壁面管道涡激振动的最大振幅值和最大振幅对应的约减速度 V_r 都随着间隙比的减小而增大。Raven等^[13]全尺寸实验发现,涡激振动触发的临界约减速度将会受到初始间隙比 e/D 的影响。DNVGL-RP-F105规范^[13]建议,横向涡激振动触发的临界速度应考虑间隙比 e/D 、 St 数、沟槽效应等的影响,对于单独流主导的横向涡激振动,大幅度涡激振动触发通常发生在约减速度为3.0~4.0之间,对于低质量比、小间隙比情况,横向涡激振动可能在约减速度为2.0~3.0之间触发。

本文采用PIV技术对近壁面柱体绕流流场进行了定量测量,对振动柱体和固定柱体绕流流场进行了对比分析。采用研制的具有微结构阻尼的柱体涡激振动装置,实验观察了涡激振动触发的过程,研究了近壁面对柱体涡激振动的幅频响应特性及触发临界速度的影响规律。

2 量纲分析

近壁面柱体涡激振动是一个复杂的“流体-柱体-壁面”相互作用问题,其中影响柱体涡激振动响应特性的物理量有流体特征量、柱体特征量以及壁面特征量,柱体振动幅值和频率可表示为

$$A = \lambda_1(\rho, \nu, U, D, k_s, m, f_n, \zeta, e, \dots) \quad (1a)$$

$$f = \lambda_2(\rho, \nu, U, D, k_s, m, f_n, \zeta, e, \dots) \quad (1b)$$

式中, ρ 为流体密度; ν 为水的运动黏滞系数; U 为流速,取为一半水深处来流流速; D 为柱体直径; k_s 为柱体表面粗糙度; m 为柱体单位长度总质量; f_n 为柱体静水中的固有频率; ζ 为结构阻尼比; e 为柱体与壁面的初始距离。

根据 Buckingham Π 定理,选取 ρ 、 U 、 D 这3个相互独立的物理量为基本量,柱体无量纲振动幅值和频率可表示为

$$A/D = \lambda'_1(Re, V_r, k, m^*, K_s, e/D, \dots) \quad (2a)$$

$$f/f_n = \lambda'_2(Re, V_r, k, m^*, K_s, e/D, \dots) \quad (2b)$$

式中, $m^*=4m/\pi\rho D^2$ 为结构质量比; $V_r=U/f_n D$ 为来流约减速度; $k=k_s/D$ 为柱体表面相对粗糙度; $K_s=4(m+m_a)\zeta/\pi\rho D^2$ 为振动柱体的稳定性系数; $Re=UD/\nu$ 为雷诺数; e/D 为管道与壁面的初始间隙比。

3 实验装置及实验条件

3.1 实验装置及布置

实验在中国科学院力学研究所大型流固土耦合波流水槽中进行, 水槽长 52.0m, 宽 1.0m, 高 1.5m, 实验水深为 0.5m(图 1)。其造流系统可以产生自动控制的双向水流, 最大造流流量为 $0.45\text{m}^3/\text{s}$ 。在水槽中部实验段底部专门设计安装了 $1.0\text{m}\times 1.0\text{m}$ 的透光玻璃, 可自下向上扫射激光, 进行流场的 PIV 测量。基于上述量纲分析, 结合波流水槽, 研制了具有微结构阻尼的柱体涡激振动装置, 其在空气中的阻尼比 $\zeta=7.82\times 10^{-4}$ 。该装置采用一对空气轴承进行导向, 限制柱体沿水流方向的运动。气泵产生的高压气体在空气轴承和导轨之间形成气膜, 使空气轴承和导轨无结构部件之间的摩擦和碰撞。竖向弹簧将整个运动系统悬挂于支撑系统上, 从而使柱体是弹性支撑的, 可以自由地在垂直于水流方向运动。

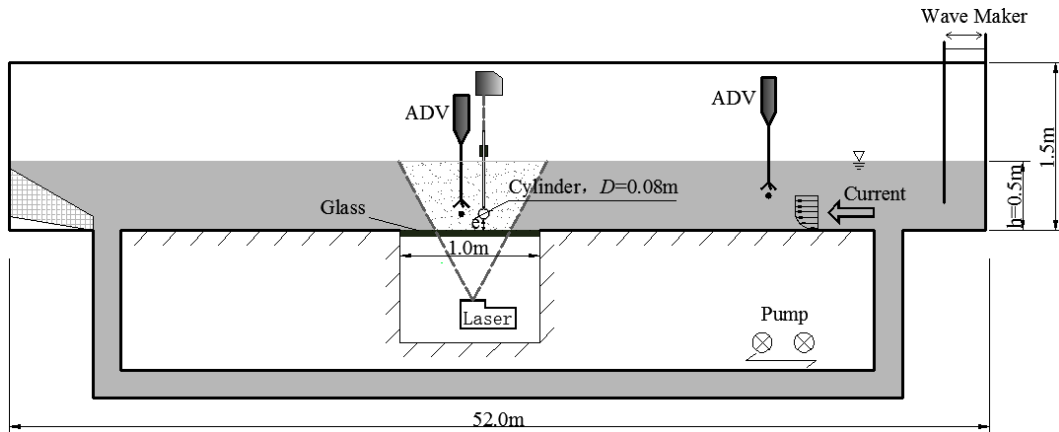


图 1 实验布置示意图

柱体绕流流场采用 PIV 测量。相机位于水槽外侧正对柱体的位置拍摄示踪粒子图像, PIV 在 x - y 平面的观察区域大小为 $400\text{mm}\times 300\text{mm}$ ($5D\times 3.75D$)。PIV 测量频率为 4.5Hz, 每个工况拍摄 300 张粒子图像进行后续计算分析。在柱体上游侧约 3m 远处布置一个声学多普勒流速仪 (ADV) 测量一半水深处远场来流流速, 在管道下游侧 1.5 倍管径处布置一个 ADV 测量柱体中心高度处的尾流速度。柱体振动位移采用激光位移传感器 (LDT) 测量。以上所有测量数据通过自主开发的流固土耦合多物理参数同步测试与实时监控系统进行同步测量, 便于进行流固耦合分析。

3.2 实验条件

实验所用柱体为直径 8cm、长 98cm 的圆柱形有机玻璃管, 柱体表面光滑, 即表面相对粗糙度 $k\approx 0$ 。柱体内部可以添加配重调节质量比, 本实验柱体模型的质量比 $m^*=1.85$ 。 m_a 为单位长度圆柱附加质量, $m_a=C_A m_d$ (对于圆柱而言, $C_A=1.0$, $m_d=\pi\rho D^2/4$)。柱体在静水中振动的固有频率 f_n , 可以对管道在静水中做自由衰减振动的位移随时间变化曲线进行

频谱分析获得,本文中, $f_n=0.57\text{Hz}$ 。系统的阻尼比 ζ , 通常包括结构阻尼和流体阻尼两部分^[15], 其中结构阻尼 $\zeta_s = \frac{C}{4\pi(m+m_a)f_n}$, 流体阻尼 $\zeta_f = \frac{2\rho C_D AD}{3\pi(m+m_a)}$ 。采用自由衰减法测量系统的阻尼比 (Blevins^[16]), $\zeta = \ln(A_i/A_{i+n})/2\pi n$, A_i 及 A_{i+n} 为自由衰减振动位移随时间变化曲线的第 i 个和 $i+n$ 个波峰对应的位移。本文研制的具有微结构阻尼柱体涡激振动装置在空气中阻尼比 $\zeta=7.82\times 10^{-4}$, 在静水中阻尼比 $\zeta=1.10\times 10^{-2}$, 即结构阻尼较流体阻尼小一个量级。振动柱体的稳定性系数 $K_s=3.14\times 10^{-2}$ 。实验流速由零均匀稳态增速, 加速度为 $6.7\times 10^{-4}\text{m/s}^2$, 远小于柱体涡激振动的加速度。PIV 流场测量雷诺数 $Re=1.6\times 10^4$, 涡激振动触发时的雷诺数也在 10^4 量级, 处于亚临界雷诺数范围内。实验间隙比 e/D 在 $0\sim 1.0$ 之间。

4 实验结果及分析

4.1 柱体绕流流场 PIV 测量

4.1.1 固定柱体绕流时均旋流强度

当柱体靠近壁面时, 其绕流流场将受到壁面的影响。为了定量研究近壁面对柱体尾涡脱落的影响程度, 本文采用旋流强度值来定量表征^[17], 其能够很好地区分旋涡和剪切流动, 定义速度梯度张量 $\nabla\bar{u}$ 具有复特征值的区域为旋涡。对于二维流动, 速度梯度张量的特征多项式为

$$\Delta = \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 - 4\left(\frac{\partial u}{\partial x}\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial y}\frac{\partial v}{\partial x}\right) \quad (3)$$

当 $\Delta < 0$ 时, $\nabla\bar{u}$ 有一对共轭复根, 代表粒子做旋转运动, 即有旋涡。旋流强度值 Ω 定义为

$$\Omega = \max\left(0, \frac{-\Delta}{4}\right) \quad (4)$$

单位为 s^{-2} 。

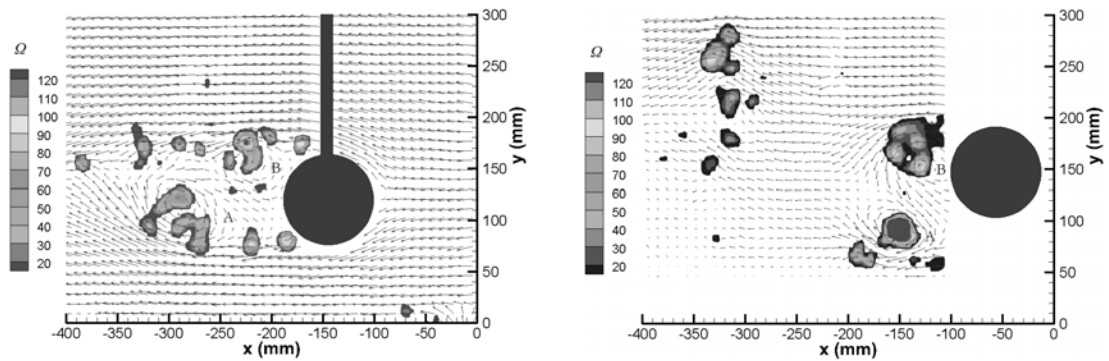
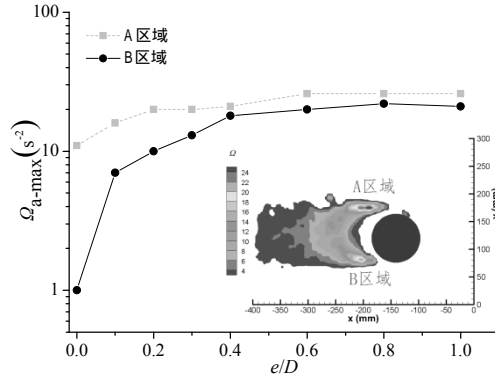
图 2 给出了流速 $U=0.2\text{m/s}$ ($Re=1.6\times 10^4$), 固定柱体后方上下两侧时均旋流强度最大值 $\Omega_{a-\max}$ 随着间隙比的变化。 $e/D \geq 0.4$ 时, A 区域和 B 区域旋流强度几乎相等且随间隙比减小变化很小, 说明壁面对涡脱落的影响通常可以忽略; $0.4 > e/D > 0.2$, B 区域旋流强度减小, 柱体下表面涡脱落受到抑制; $e/D \leq 0.2$, A 区域和 B 区域涡脱落均受到明显抑制。

4.1.2 振动柱体与固定柱体绕流瞬时旋流强度对比

当涡激振动触发后, 柱体发生涡激振动, 尾涡脱落和固定柱体会有显著不同。图 3 给出了间隙比 $e/D=1.0$ 、流速 $U=0.2\text{m/s}$ ($Re=1.6\times 10^4$) 条件下, 振动柱体和固定柱体绕流瞬时流场叠加旋流强度云图的对比。图 3 (a) 为固定柱体 $t=0$ 时刻的瞬时流场叠加旋流强度云图, 可以看到, 柱体下表面旋涡脱落并向下游移动, 柱体上表面旋涡刚刚脱落, 最大旋流强度值约为 120 s^{-2} , 涡脱落频率满足 Strouhal 定律。图 3 (b) 对应振动柱体 $t=0$ 时刻在平衡位置向上运动, 柱体周围瞬时流场叠加旋流强度云图。在柱体后方有一对旋转方向相反

的旋涡从柱体表面脱落，旋流强度最大值为 600 s^{-2} ，相对于固定柱体显著增大。且涡脱落频率被柱体振动频率所控制，发生锁频，涡脱落频率不再遵循 Strouhal 定律。

图2 固定柱体绕流时均旋流强度最大值随着间隙比的变化($U=0.2\text{m/s}$, $Re=1.6\times 10^4$)



(a) 固定柱体, $t=0$

(b) 振动柱体, $t=0$, $y=y_{\text{mean}}$, 向上运动

图3 振动柱体与固定柱体绕流瞬时旋流强度对比($U=0.2\text{m/s}$, $Re=1.6\times 10^4$)

4.2 柱体涡激振动

4.2.1 涡激振动触发过程

图4给出了不同间隙比条件下，随着流速的增加，柱体涡激振动触发阶段柱体位移随时间变化曲线。由图4(a) $e/D=1.0$ 可以看出，涡激振动触发可以分为四个阶段：(1)当流速较小时，管道保持静止状态，未发生振动；(2)随着流速的增加， $t=230\text{s}$ ，柱体开始在平衡位置附近微幅间歇振动；(3)当流速进一步增大， $t=290\text{s}-315\text{s}$ ，柱体振动幅值在短时间内急剧增大，发生阶跃，振幅阶跃到终值 A_j ，涡激振动触发；(4)随着流速继续增大，柱体涡激振动触发后维持大幅值振动并有所增大。对于较大间隙比 ($e/D \geq 0.6$)，涡激振动触发过程和图4(a) $e/D=1.0$ 类似。但间隙比较小 ($e/D \leq 0.4$)对比间隙比较大情况有所不同，如图4(b) $e/D=0.2$ ，可以看到，随着间隙比的减小，涡激振动触发前的间歇振动阶段持续时间减少直至消失，涡激振动触发的时间也更早 ($t=220\text{s}$)，即涡激振动触发更容易，但振幅阶跃值 A_j 减小。

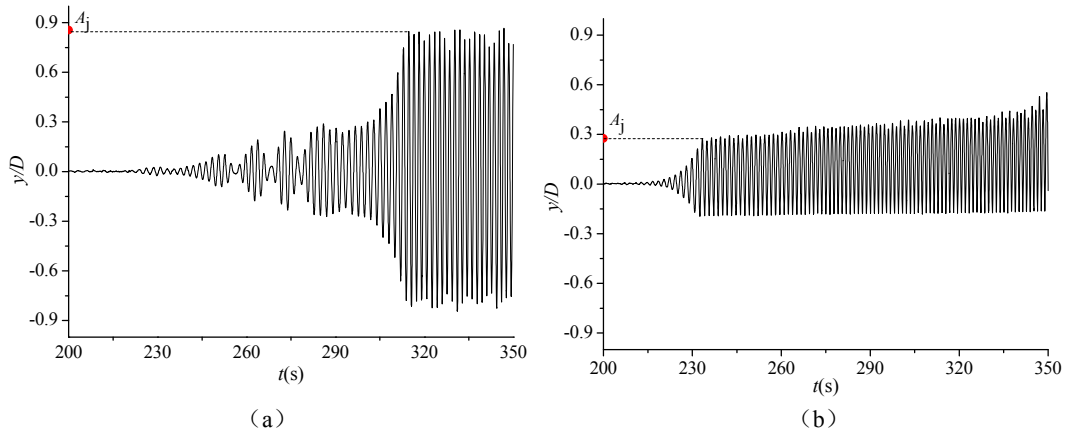
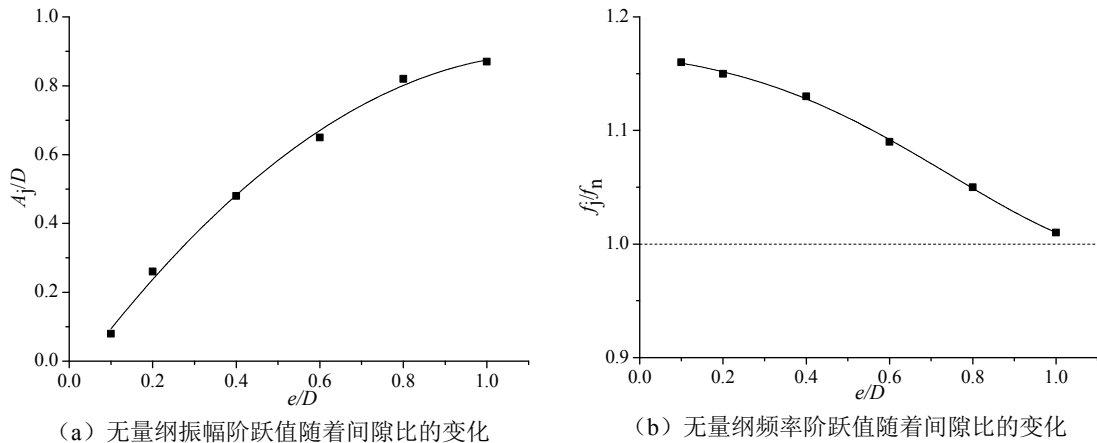


图4 涡激振动触发阶段柱体位移随时间变化曲线：(a) $e/D=1.0$ ；(b) $e/D=0.2$

($D=0.08\text{m}$, $m^*=1.85$, $f_n=0.57\text{Hz}$, $\zeta=1.10\times 10^{-2}$, $K_s=3.14\times 10^{-2}$, $Re\approx 1.44\times 10^4$)

4.2.2 涡激振动振幅和频率阶跃

通过对图4(a)涡激振动触发前($t<290\text{s}$)、后($t>315\text{s}$)及 $t=290\text{s}-315\text{s}$ ，对振动位移随时间的变化进行频谱分析，在涡激振动触发阶段，振幅发生阶跃的同时，柱体振动周期迅速减小、振动频率发生阶跃，出现锁频现象。柱体振动频率由小于固有频率的值阶跃到大于固有频率的值 f_j 。间隙比对振幅阶跃的终值 A_j 以及频率阶跃的终值 f_j 有显著影响。图5给出了涡激振动触发阶段无量纲振幅阶跃的终值 A_j/D 和无量纲频率阶跃的终值 f_j/f_n 随着间隙比的变化曲线。如图5(a)所示，涡激振动触发阶段无量纲振幅阶跃值随着间隙比的减小而减小，其原因可能是随着间隙比的减小，作为涡激振动激励源的涡脱落强度受到抑制；如图5(b)所示，无量纲振动频率阶跃的终值随着间隙比的增大而减小，并最终趋于1.0。



(a) 无量纲振幅阶跃值随着间隙比的变化

(b) 无量纲频率阶跃值随着间隙比的变化

图5 涡激振动触发阶段无量纲振动幅值及频率阶跃值随着间隙比的变化

($D=0.08\text{m}$, $m^*=1.85$, $f_n=0.57\text{Hz}$, $\zeta=1.10\times 10^{-2}$, $K_s=3.14\times 10^{-4}$, $Re\approx 1.44\times 10^4$)

4.2.3 涡激振动触发临界速度

由以上分析可知,随着间隙比的减小,涡激振动触发的时间越早。通过同步测量的数据将触发时间对应到涡激振动触发时的来流流速,得到涡激振动触发的临界速度随着间隙比的减小而减小,即随着间隙比的减小涡激振动触发越容易。其原因可能是随着间隙比的减小涡脱落频率增大,更容易和柱体振动固有频率耦合到一起。图6给出了涡激振动触发的临界速度 $V_{r,onset}$ ($A/D=0.15$ 对应的约减速度) 随着间隙比的变化曲线。对于较大间隙比 $e/D \geq 0.8$ 情况,涡激振动触发的约减速度约为 4.0; 对于较小间隙比 $e/D \leq 0.6$ 情况,涡激振动触发的约减速度在 2.0~4.0 之间。

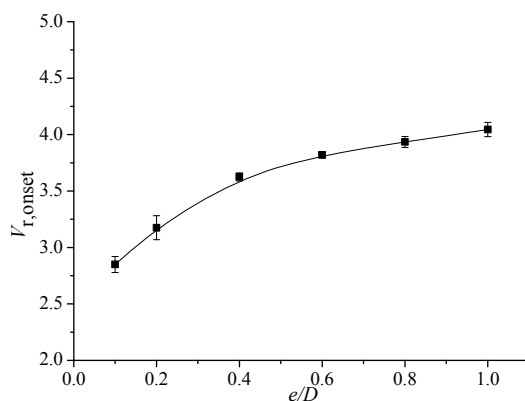


图6 涡激振动触发的临界速度随着间隙比的变化

($D=0.08\text{m}$, $m^*=1.85$, $f_n=0.57\text{ Hz}$, $\zeta=1.10 \times 10^{-2}$, $K_s=3.14 \times 10^{-4}$, $Re \approx 1.44 \times 10^4$)

5 结论

研制了基于大型流固耦合波流水槽的具有微结构阻尼柱体涡激振动装置;开展了系列水槽模型实验,同步测量柱体涡激振动位移时程和绕流流场变化,研究了壁面间隙比对柱体涡激振动触发临界速度的影响规律;对柱体绕流流场进行了 PIV 测量。得出以下结论。

(1) 当间隙比 $e/D \geq 0.4$ 时,柱体绕流尾涡脱落的壁面效应通常可以忽略;随着间隙比减小 ($0.4 > e/D > 0.2$),壁面对柱体下侧的涡脱落抑制作用逐渐增大,旋流强度随之减小;而当 $e/D \leq 0.2$ 时,壁面对柱体上侧和下侧的涡脱落均有明显抑制作用,柱体下侧旋流强度急剧减小。

(2) 在远离壁面的情况下,固定柱体涡脱落频率可由 Strouhal 定律计算;而振动柱体尾涡脱落频率被柱体振动频率所控制,不再遵循 Strouhal 定律。相同流速条件下,振动柱体绕流尾流旋流强度相对于固定柱体显著增强,可达固定柱体旋流强度的 5~6 倍。

(3) 随着流速的增加,涡激振动触发发生锁频,柱体振动幅值及频率发生阶跃。 $e/D > 0$ 时,无量纲振幅的阶跃值随着间隙比的增大而增大并趋于定值,无量纲振动频率的阶跃值随着间隙比的增大而减小并趋于 1.0。随着间隙比的减小,柱体涡激振动触发的临界速度减

小, 对于较大间隙比 $e/D \geq 0.8$, 涡激振动触发的约减速度约为 4.0; 对于较小间隙比 $e/D \leq 0.6$, 涡激振动触发的约减速度在 2.0~4.0 之间。

致谢

国家自然科学基金项目 (11825205)、中国科学院战略性先导科技专项(B 类) (XDB22030000) 资助。

参 考 文 献

- 1 Bearman P W, Zdravkovich W W. Flow around a circular cylinder near a plane boundary. *J. Fluid Mech.*, 1978, 89(1): 33–48.
- 2 Grass A J, Raven P W J, Stuart R J, Bray J A. The influence of boundary layer velocity gradients and bed proximity on vortex shedding from free spanning pipelines. *J. Energy Resour. Technol.*, 1984, 106(1): 70–78.
- 3 Lei C W, Cheng L, Armfield S W, Kavanagh K. Vortex shedding suppression for flow over a circular cylinder near a plane boundary. *Ocean Eng.*, 2000, 27: 1109–1127.
- 4 Wang X K, Tan S K. Near-wake flow characteristics of a circular cylinder close to a wall. *J. Fluid Struct.*, 2008, 24(5): 605–627.
- 5 Lin W J, Lin C, Hsieh S C, Dey S. Flow characteristics around a circular cylinder placed horizontally above a plane boundary. *J Eng Mech*, 2009, 135(7): 697–716.
- 6 Gao F P, Yang B, Wu Y X, Yan S M. Steady currents induced seabed scour around a vibrating pipeline. *Appl Ocean Res*, 2006, 28(5): 291–298.
- 7 Yang B, Gao F P, Jeng D S, Wu Y X. Experimental study of vortex-induced vibrations of a cylinder near a rigid plane boundary in steady flow. *Acta Mech. Sin.*, 2009, 25(1): 51–63.
- 8 Scruton C. On the wind-excited oscillations of towers, stacks and masts. *Proc. Symp. Wind Effect Bul. Struct.*, 1965, 798–836.
- 9 Skop R A, Griffin O M. A model for the vortex-induced oscillation of structures. *ASME J.Appl.Mech.*, 1973, 41: 581–586.
- 10 Skop R A, Balasubramanian S. A new twist on an old model for vortex-excited vibrations. *J. Fluids Struct.*, 1997, 11:395–412.
- 11 Govardhan R N, Williamson C H K. Defining the ‘modified Griffin plot’ in vortex-induced vibration: revealing the effect of Reynolds number using controlled damping. *J. Fluid Mech.*, 2006, 561: 147–1800.
- 12 Fredsøe J, Sumer B M, Andersen J, Hansen E A. Transverse vibrations of a cylinder very close to a plane wall. *J. Energy Resour. Technol.*, 1987, 109: 52–60.

- 13 Raven P W J, Stuart R J. Full-scale dynamic testing of submarine pipeline spans. Offshore Technology Conferences, 1985, 5005: 395–404.
- 14 Det Norske Veritas. Free spanning pipelines . DNV Recommended Practice DNVGL-RP-F105, 2017.
- 15 Sumer B M, Fredsoe J. Hydrodynamics around Cylindrical Structures. Singapore, World Scientific, 2006.
- 16 Blevins R D. Flow-Induced Vibration . New York, Krieger Pub Co, 1990.
- 17 Chong M S, Perry A E, Cantwell B J. A general classification of three-dimensional flow field. Phys. Fluids., 1990-A(2): 765–777.

Critical velocity for onset of vortex-induced vibration of a near-wall cylinder

LIU Jun^{1, 2}, LIU Yan³, GAO Fu-ping^{1, 2*}

(1. Key Laboratory for Mechanics in Fluid Solid Coupling Systems, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100190; 2. School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100049; 3. College of Civil Engineering and Mechanics, Xiangtan University, Xiangtan, 411105.

E-mail: fpgao@imech.ac.cn)

Abstract: The vortex-induced vibration (VIV) of the cylinder is a typical fluid-solid coupling problem. The VIV of a submarine pipeline is usually affected by the wall surface of the seabed, and exhibits a different amplitude and frequency response than the wall free cylinder. In this study, in conjunction with a large-scale wave-flow flume, a device for VIV of a cylinder with micro structural damping has been developed. Based on the dimensional analysis theory, a series of flume model tests were carried out. The influence of the gap-to-diameter ratio (e/D) on the critical velocity for the onset of VIV of the near-wall cylinder is studied by synchronously measuring the VIV displacement time history and the flow field variation. A specially designed PIV flow field measurement system which can sweep laser sheets from bottom to top was used to capture the flow field characteristics of the fixed cylinder and vortex-induced vibration cylinder under different e/D conditions. The results show that when $e/D \geq 0.4$, the wall effect of on wake vortex shedding is usually negligible; as e/D decreases, suppressing effects of bottom wall on the wake vortex shedding behind the cylinder increases gradually. When the frequency is locked during the VIV triggering stage, both amplitude and frequency of the cylinder vibration jump. The amplitude jump value decreases with the decrease of e/D , and the frequency jump value increases with the decrease of e/D . The critical velocity for the onset of VIV of the cylinder exhibits a decreasing trend with the decrease of e/D . For larger gap-to-diameter ratio $e/D \geq 0.8$, the reduced velocity of the onset of VIV is approximately 4.0. For spanning scenarios with a low gap-to-diameter $e/D \leq 0.6$, the VIV may be initiated for reduced velocity between 2.0 and 4.0.

Key words: Vortex-induced vibration of a cylinder; Near-wall effect; Lock-in; PIV