

文章编号: 1007-7294(2025)11-1722-12

水流中旋转细长体结构流致振动特性研究

耿辛格^{1a}, 吴卫国^{1b}, 陈威^{1c}, 刘恺², 唐国强³, 林永水^{1a}, 赵翠娜⁴

(1. 武汉理工大学 a. 理学院; b. 绿色智能江海直达船舶与邮轮游艇研究中心; c. 船海与能源动力工程学院, 武汉 430063; 2. 中国船舶科学研究中心, 江苏 无锡 214082; 3. 大连理工大学 海岸和近海工程国家重点实验室, 辽宁 大连 116023; 4. 中国舰船研究设计中心, 武汉 430064)

摘要: 基于切片理论, 本文结合计算流体动力学(CFD)和有限元法, 建立了三维旋转细长体结构流致振动时域模型, 开展了水流、旋转作用下的流致振动特性研究。在水流作用下, 无旋转细长体结构的轨迹主要为“8”形。在流动和旋转的联合作用下, 运动方向与旋转细长体的旋转方向相反, 即为“反向涡动”。在流速为 0.46 m/s 时, 振动受流动和旋转的共同影响, 随着旋转频率的增加, 旋转细长体的轨迹从“8”形逐渐过渡到圆形。在流速为 1.02 m/s 时, 频率接近理论固有频率, 振动主要以涡激振动(VIV)为主, 涡动行为被完全抑制。在细长体的固有频率附近存在频率锁定区间, 在锁定区间内细长体的横向振动相对振幅随流速的增加而增加, 频率比保持不变。

关键词: 切片理论; 脱涡模式; 旋转频率; 振动特性

中图分类号: O352 **文献标识码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1007-7294.2025.11.006

Flow vibration characteristics of rotating slender body structure in water flow

GENG Xin-ge^{1a}, WU Wei-guo^{1b}, CHEN Wei^{1c}, LIU Kai², TANG Guo-qiang³,
LIN Yong-shui^{1a}, ZHAO Cui-na⁴

(1a. School of Science; b. Green & Smart River-Sea-Going Ship Cruise and Yacht Research Center; c. School of Naval Architecture, Ocean and Energy Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China; 2. China Ship Scientific Research Center, Wuxi 214082, China; 3. State Key Laboratory of Coastal and Offshore engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116023, China; 4. China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China)

Abstract: Based on the slicing theory, a time domain model of flow-induced vibration of 3D rotating slender structure is established by combining computational Fluid dynamics (CFD) and finite element method, and the flow vibration characteristics under the action of water flow and rotation are studied. Under the action of water flow, the trajectory of non-rotating elongated structure is mainly "8" shaped. Under the combined effects of flow and rotation, the motion direction of rotating slender body is opposite to its rotation direction, resulting in backward whirling. When the flow velocity is 0.46 m/s, vibration is jointly influenced by the flow and rotation. As the rotational frequency increases, the trajectory of the rotating elongated body transitioned

收稿日期: 2025-04-20

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFB4300801); 国家自然科学基金资助项目(52201334); 大连理工大学海岸和近海工程国家重点实验室开放基金项目(LP2203)

作者简介: 耿辛格(1995-), 男, 博士研究生;

林永水(1982-), 男, 博士, 副教授, 通讯作者, E-mail: peakspylin@163.com。

gradually from a "8" shape to a circle. When the flow velocity is 1.02 m/s, the frequency is close to the theoretical intrinsic frequency, and the main cause of vibration is Vortex-Induced Vibration (VIV). The vortex motion is completely suppressed. There is a frequency-locking interval near the intrinsic frequency of the cylinder. The relative amplitude of the transverse vibration of the rotating cylinder increases with the flow velocity in the locking interval, while the frequency ratio remains unchanged.

Key words: slicing theory; cornea shedding; rotation frequency; vibration characteristics

0 引 言

随着陆地的资源枯竭和环境恶化,深海探索和开发的重要性愈发突出。大洋钻探是直接探索地球内部无可替代的手段,也是现阶段研究地球科学的重要手段^[1-2]。无立管钻探则是大洋钻探主要的方式之一,细长体钻柱结构是无立管钻探的核心部件。在流动和旋转的双重作用下,流致振动可能会增加细长体结构的损伤,已引起了学者们的广泛关注^[3-4]。

旋转细长体是钻柱的基础模型,许多学者对旋转细长体的流体动力学特性和尾流进行了研究^[5-6]。当细长体在流动中旋转时,由于马格努斯效应,会在其后方产生不对称的尾迹。为了研究流动中的旋转细长体,一些学者分析了尾流的影响^[5-7]。研究发现,当旋转速率 $\alpha < 2$ 时,脱落涡与卡门涡街相似^[8];当旋转速率 $\alpha > 2$ 时,旋转细长体后的脱落涡被抑制^[9]。此外,学者们还进行了不同旋转速率和雷诺数条件下的流体动力学研究。刘二朋等^[10]对不同雷诺数下的旋转圆筒的层流进行了数值研究,确定了五种涡流形态,并讨论了不同雷诺数和转速下的流体力学特征。Ray 和 Ezadi 等^[11-12]对雷诺数为 5000~11 800 时的旋转细长体进行了数值和实验分析,总结了升力系数和阻力系数的变化,并分析了旋转细长体后的流场特性。有不少研究分析了旋转细长体的漩涡脱落机制。Stojković等^[8,13]发现,当旋转速率较高时,存在第二个涡脱落状态。对于第二脱落状态,升力系数和阻力系数的振幅远远大于第一脱落状态的振幅,有时会产生平均阻力的负值,即产生平均推力。根据第一和第二脱落状态,有三个临界旋转速率^[14-16]。Ding 等^[17]对约化速度 $3 \leq U^* \leq 12$ 、逆时针旋转的刚性细长体的涡流诱导振动进行了数值模拟,发现由旋转引起的马格努斯效应增大了从旋转细长体的初始位置开始的偏移量,非旋转细长体在剪切流动中的运动轨迹呈液滴形,与均匀流动的“8”形轨迹明显不同。Zou 等^[18-19]数值研究了旋转细长体在约化速度 $3 \leq U^* \leq 14$ 范围内的流致振动,发现旋转的细长体可以在顺流向上自由振动,通过分析其振幅和频率得到了旋转对流激振动的影响,其中,细长体在顺流向上的旋转显著增强了它的振荡,但在横流向上则观察到相反的现象。Tang 等^[20]将旋转细长体分为四种响应模式:主动旋转、被动旋转、主被动共存旋转和流激振动,并针对主动旋转响应研究了雷诺数、转速和频率等因素,以及对流激振动发生的影响。Geng^[21]等通过实验研究三维旋转细长体在水流和旋转作用下的流致振动特性。

旋转细长体结构的振动特性,对钻柱在流动中振动行为的研究具有重要意义。为进一步研究三维旋转细长体的尾流特征以及尾流和结构间的相互作用,本文基于切片理论建立三维旋转细长体数值模型,并对三维流致振动的时域旋转细长体结构模型进行仿真模拟,探究在流动和旋转联合作用下的旋转细长体的流场及振动特性。

1 切片理论的三维旋转细长体结构流致振动

1.1 有限元模型

1.1.1 控制方程与模型建立

切片理论的基本思路:将细长体模型进行离散化,沿细长体轴向选取一定数量的控制点,在每一控

制点的截面处把流体运动近似为二维,并对每一切面建立模型。划分网格,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型计算每一切面处细长体所受流体作用力,利用 UDF 程序调用宏 `Compute_Force_And_Moment`, 获取每一切面处细长体结构 x 方向和 y 方向的受力向量,并将计算结果代入公式(1);调用基于 Newmark- β 方法的结构振动响应程序求解公式(1)得到细长体的位移、速度、加速度向量;最后,通过 UDF 程序调用宏 `DEFINE_CG_MOTION`,将每一切面处细长体的平动速度与转动速度传递给对应的细长体边界,以实现细长体边界运动,同时采用网格重构法对流场网格进行更新,如图 1(a)所示。

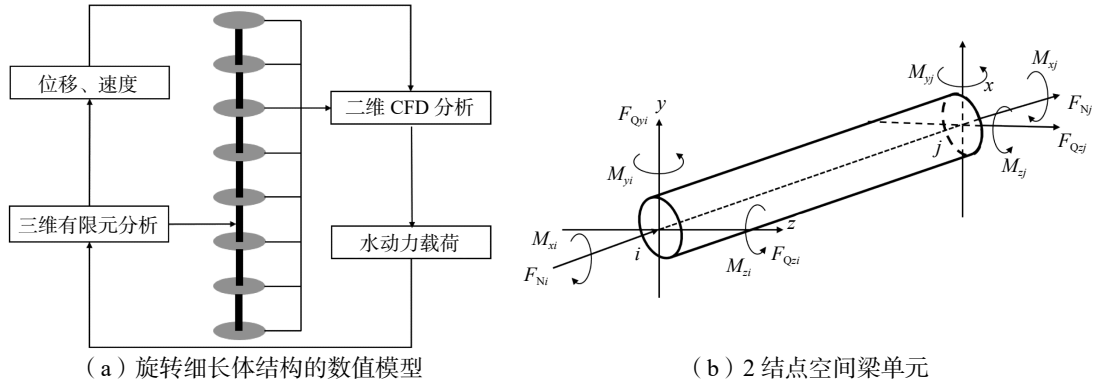


图 1 切片理论示意图

Fig.1 Schematic diagram of slicing theory

图 1(b)为 2 结点空间梁单元示意图,一般情况下,空间梁单元每个结点的位移具有 6 个自由度,它对应于 6 个结点力: F_{Ni} 和 F_{Nj} 表示作用于结点 i 和 j 的轴向力; F_{Qyi} 、 F_{Qyj} 、 F_{Qzi} 、 F_{Qzj} 表示 y 和 z 方向的剪力; M_{xi} 、 M_{xj} 表示扭矩; M_{yi} 、 M_{yj} 、 M_{zi} 、 M_{zj} 表示绕 y 和 z 轴的弯矩。

可将旋转细长体看成伯努利-欧拉弯曲梁模型,旋转细长体的控制方程如下:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F_x(t)\} \tag{1}$$

其中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为旋转细长体结构的质量矩阵、阻尼矩阵及刚度矩阵, $\{\ddot{x}(t)\}$ 、 $\{\dot{x}(t)\}$ 和 $\{x(t)\}$ 为旋转细长体的加速度向量、速度向量和位移向量, $\{F_x(t)\}$ 为旋转细长体的载荷向量。

1.1.2 结构运动方程求解及数值模型

结构运动方程的求解采用 Newmark- β 方法,首先建立了由 t 时刻结构的加速度、速度、位移向量: $\{\ddot{x}(t)\}$ 、 $\{\dot{x}(t)\}$ 、 $\{x(t)\}$ 到 $t + \Delta t$ 时刻结构的加速度、速度、位移向量: $\{\ddot{x}(t + \Delta t)\}$ 、 $\{\dot{x}(t + \Delta t)\}$ 、 $\{x(t + \Delta t)\}$ 的递推关系,再从 $t = 0$ 时刻结构的加速度、速度、位移向量: $\{\ddot{x}(0)\}$ 、 $\{\dot{x}(0)\}$ 、 $\{x(0)\}$ 出发,逐步求出各时刻结构的加速度、速度、位移向量。可知, $t + \Delta t$ 时刻结构的加速度、速度、位移向量: $\{\ddot{x}(t + \Delta t)\}$ 、 $\{\dot{x}(t + \Delta t)\}$ 、 $\{x(t + \Delta t)\}$ 满足如下关系

$$[M]\{\ddot{x}(t + \Delta t)\} + [C]\{\dot{x}(t + \Delta t)\} + [K]\{x(t + \Delta t)\} = \{F_x(t + \Delta t)\} \tag{2}$$

Newmark- β 方法假设在 $t + \Delta t$ 时刻有

$$\{\dot{x}(t + \Delta t)\} = \{\dot{x}(t)\} + [(1 - \gamma)\{\ddot{x}(t)\} + \gamma\{\ddot{x}(t + \Delta t)\}]\Delta t \tag{3}$$

$$\{x(t + \Delta t)\} = \{x(t)\} + \{\dot{x}(t)\}\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \{\ddot{x}(t)\} + \beta\{\ddot{x}(t + \Delta t)\} \right] \Delta t^2 \tag{4}$$

上述公式是 Newmark- β 方法的基本公式,公式中的 $\gamma = 0.5$, $\beta = 0.25$ 。联立可得 $t + \Delta t$ 时刻的位移为

$$[\tilde{K}]\{x(t + \Delta t)\} = \{\tilde{F}_x(t + \Delta t)\} \tag{5}$$

其中,有效刚度矩阵为

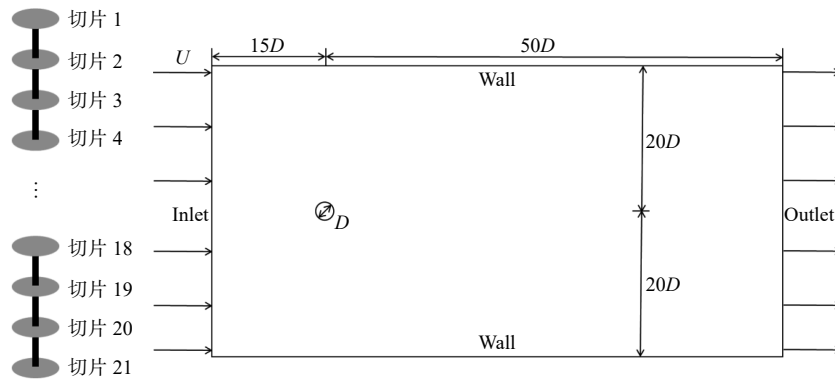
$$[\tilde{\mathbf{K}}] = [\mathbf{K}] + c_0[\mathbf{M}] + c_1[\mathbf{C}] \tag{6}$$

有效载荷向量为

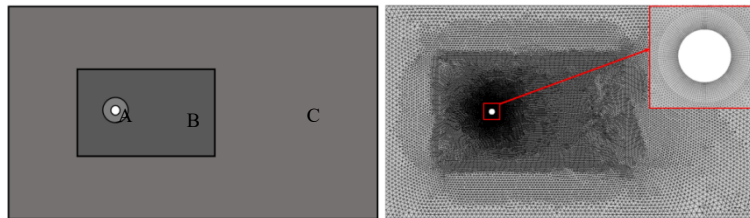
$$\{\tilde{\mathbf{F}}_x(t + \Delta t)\} = \{\mathbf{F}_x(t + \Delta t)\} + [\mathbf{M}](c_0\{\mathbf{x}(t)\} + c_2\{\dot{\mathbf{x}}(t)\} + c_3\{\ddot{\mathbf{x}}(t)\}) + [\mathbf{C}](c_1\{\mathbf{x}(t)\} + c_4\{\dot{\mathbf{x}}(t)\} + c_5\{\ddot{\mathbf{x}}(t)\}) \tag{7}$$

1.2 网格无关性及可行性验证

图 2 显示了模型及网格划分。使用 21 个切片将细长体等分, 每个切片均对应一个流体区域, 如图 2(a) 所示, 流场区域中阻塞率为 2.5%^[22]。将流场区域分为三个部分(图 2(b)): (A) 随动区、(B) 网格重构区、(C) 外流区。其中(A) 随动区为细长体绕流计算的核心区域, 区域随细长体进行旋转及平移运动, 因此对该区域进行网格加密, 并赋予边界层网格; (B) 网格重构区主要用于细长体运动后网格的重构及尾流的分析, 需大量的流固耦合计算; (C) 外流区用于减弱边界条件的影响, 为减小计算量, 网格较稀疏。



(a) 切片模型及流场区域



(b) 不同的网格区域

图 2 模型及网格划分

Fig.2 Models and grids

计算采用非结构化化表面网格, 边界层网格进行结构化处理。为了验证模型的可行性, 本研究根据细长体周围区域网格大小及时间步长的不同, 选取 9 个组合进行计算, 计算参数及结果如表 1 所示, 表中 Δx 表示细长体面周围边界层区域的网格尺寸, Δt 表示时间步长, $C_{D,mean}$ 表示阻力系数均值, $C_{L,AM}$ 表示升力系数幅值。以 $\Delta x=0.2\text{ mm}$, $\Delta t=0.005\text{ s}$ 为基准进行对比, 比较三种不同网格尺寸的数值模拟结果, 0.5 mm 和 0.2 mm 的网格得到的结果基本一致, 可见尺寸为 0.5 mm 的网格能够满足空间精度的要求, 出于计算量的考虑, 选择网格尺寸为 0.5 mm。本文将 $Re=150$ 下使用切片法计算的细长体涡激振动结果与其他文献中的结果进行对比(图 3), 发现与文献结果吻合较好^[23-24]。

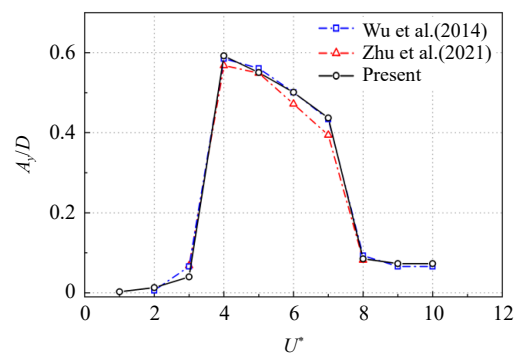


图 3 $Re = 150$ 时细长体涡激振动结果的比较

Fig.3 Results comparison of vortex-induced vibration of cylinder at $Re = 150$

表1 $Re = 200$ 时细长体绕流的计算参数及其对比

case	$\Delta x/\text{mm}$	$\Delta t/\text{s}$	$C_{D,\text{mean}}$		$C_{L,\text{AM}}$		St	
A1		0.005	1.34	—	0.66	—	0.197	—
A2	0.2	0.01	1.33	0.7%	0.63	4.5%	0.190	3.6%
A3		0.02	1.29	3.7%	0.57	13.6%	0.185	6.1%
A4	0.5	0.005	1.38	3.0%	0.67	1.5%	0.195	1.0%
A5		0.01	1.36	1.5%	0.64	3.0%	0.193	2.0%
A6		0.02	1.33	0.7%	0.59	10.6%	0.189	4.1%
A7	1	0.005	1.31	2.2%	0.53	19.6%	0.196	0.5%
A8		0.01	1.30	3.0%	0.51	22.7%	0.193	2.0%
A9		0.02	1.28	4.5%	0.47	28.8%	0.190	3.6%

本文参照文献[21]中的实验,选用具有大纵横比 L/D 和较低弯曲刚度 EI 的 UPVC 管材作为研究对象,管材长度为 1 m,外径为 12 mm,内径为 8 mm,长径比为 $L/D \approx 83$,弹性模量为 3.725 GPa,密度为 1540 kg/m^3 。流速分别为 $U = 0 \text{ m/s}$ 、 0.46 m/s 、 0.72 m/s 、 1.02 m/s 、 1.30 m/s 、 1.52 m/s ,旋转频率分别为 $f = 0 \text{ Hz}$ 、 2.5 Hz 、 5.0 Hz 、 7.5 Hz ,其中工作状态 $f = 0 \text{ Hz}$ 、 $U = 0 \text{ m/s}$ 用于校准旋转细长体的初始位置。对细长体中部处(切片 11)的振动频率成分进行了对比,结果绘于图 4,图中对应的是流速为 1.02 m/s 时的数值模拟结果与实验数据。从图中可知,细长体中部处振动频率成分能够较好对应。同时,根据图 4(b)中不同工况下顺流向的频谱图可知,振幅亦能够较好对应。

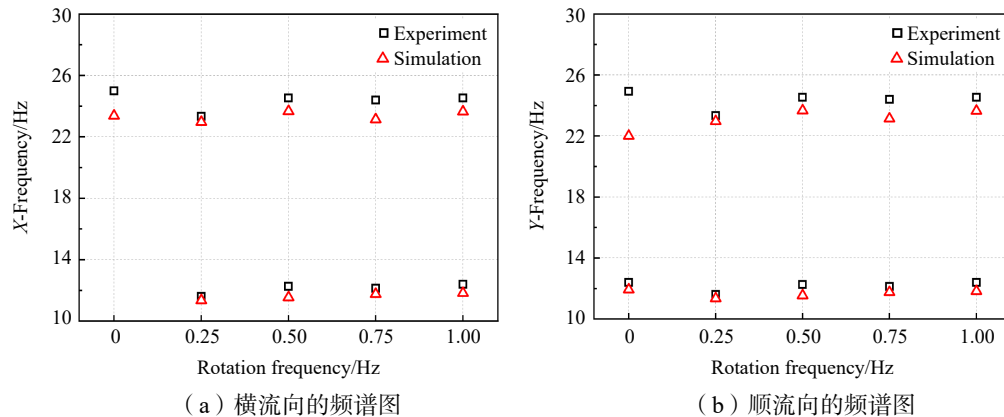


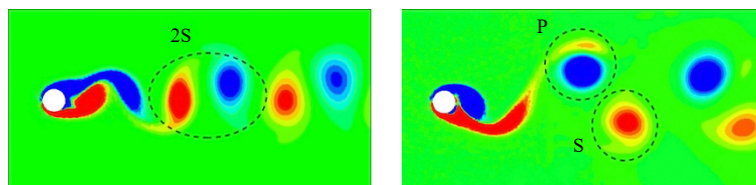
图4 数值模拟与实验结果对比

Fig.4 Comparison of numerical and experimental results

2 水流作用下旋转细长体振动特性研究

2.1 水流对细长体振动的影响

流体流经细长体会导致不同的脱涡模式。常见的脱涡模式:(1)2S 模式:以两个反向旋转的涡流为特征每个运动周期脱落。(2)P+S 模式:一侧脱落一对涡,另一侧脱落一个涡。(3)T+S 型:一侧脱落一个涡,另一侧脱落三重涡。(4)P+T 型:一侧脱落一对涡,另一侧脱落三重涡。(5)2P 模式:上下两侧都脱落了一对涡流。(6)2T 型:圆柱面的上下两侧均脱落三重涡流,如图 5 所示。



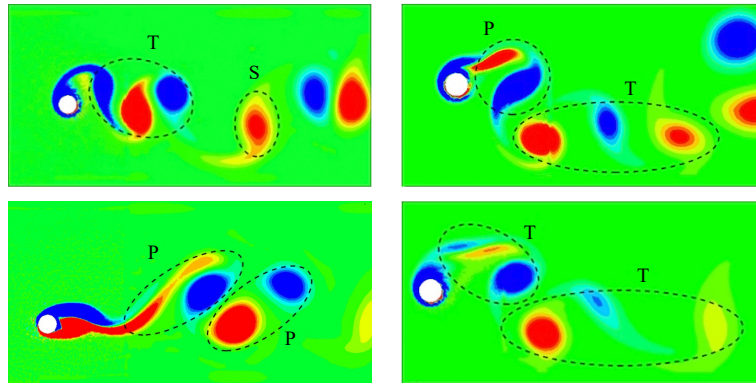


图 5 不同脱涡模式

Fig.5 The different vortex shedding modes

对于无旋转的细长体，细长体的振动主要是由涡流脱落引起的。为了方便以图片形式表现，选取切片 1、6、11、16、21 表现流体脱涡模式。图 6 为在无旋情况下，不同速度下细长体不同截面的脱涡模式。细长体结构上脱涡模式从两端向中间逐渐变得复杂。当速度小于 1.02 m/s 时，随着速度增加，涡的顺流向和横流向的范围均增大了。当速度 $U = 0.72$ m/s 时，由于细长体横向的振动幅度较大，导致细长体中部的涡变为平行的两行，但脱涡模式始终保持为 2S。当速度从 0.72 m/s 增加到 1.02 m/s 时，细长体的脱涡模式从两端向中部逐渐由 2S 变为 2P 和 P+T。图 7 为在不同速度下细长体中段轨迹图。该运动表现出一定的周期性。由于拖曳力的作用，细长体在顺流方向上有一定的偏移量，并且偏移量随着流速的增加而增大。从轨迹图可以看出，细长体的轨迹大致为“8”形，在之前的研究中也曾观察到类似现象^[25]。随着流速的增加，运动轨迹的形状更加明显。由于脱涡会卸去顺流方向的力，导致轨迹两侧顺流方向的力小于轨迹中间顺流方向的力。轨迹整体变为“C”形，这是在高流速下必然出现的现象。

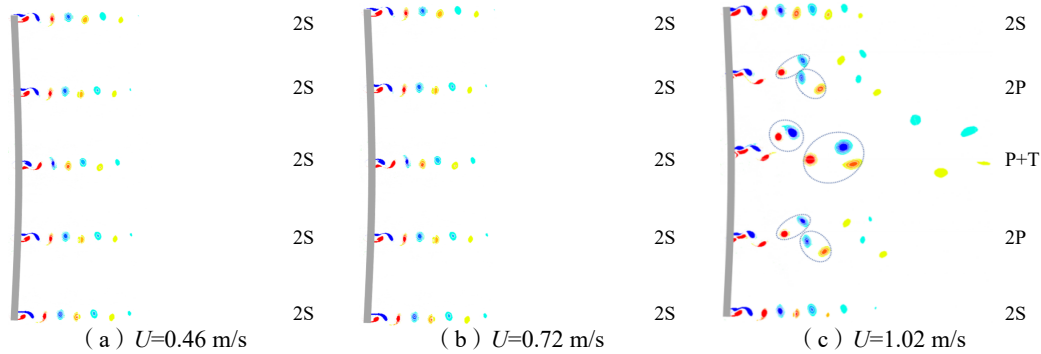


图 6 不同流速下细长体不同截面的脱涡模式（无旋转）

Fig.6 Vortex shedding mode at typical slicing sections with different flow velocities (no rotation)

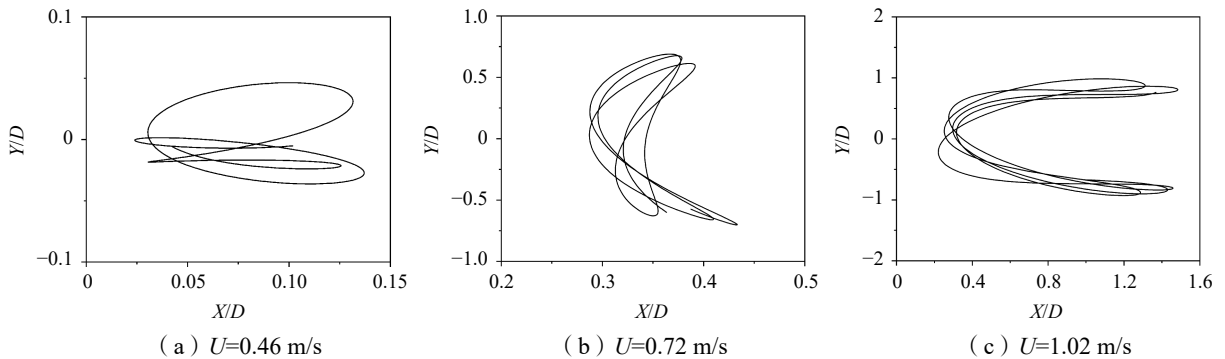


图 7 不同速度下细长体中段轨迹（无旋转）

Fig.7 Track of middle section of the cylinder at different velocities (no rotation)

图8显示了不同流速下细长体中间的位移频谱图。在位移频谱图中顺流向的频率是横流向频率的两倍,这与图7中“8”形轨迹相符。随着流速的增加,两个方向的频率均增加。由图8和图9可知,当流速 $U = 1.02 \text{ m/s}$ 时,振动频率接近理论一阶固有频率(13.5 Hz),振幅突然增大。

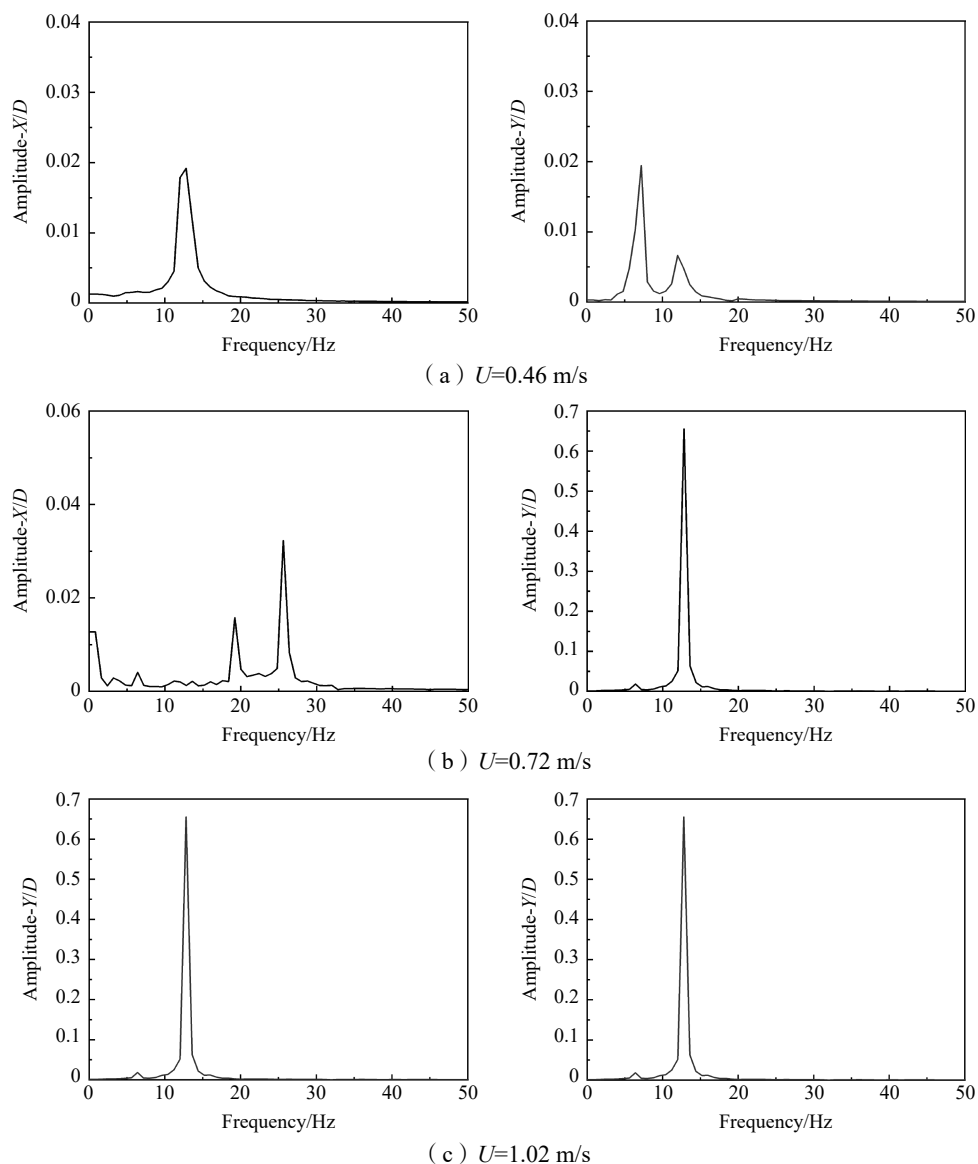


图8 不同速度下细长体中间的位移频谱

Fig.8 Displacement frequency spectrum of the middle of the cylinder at different velocities

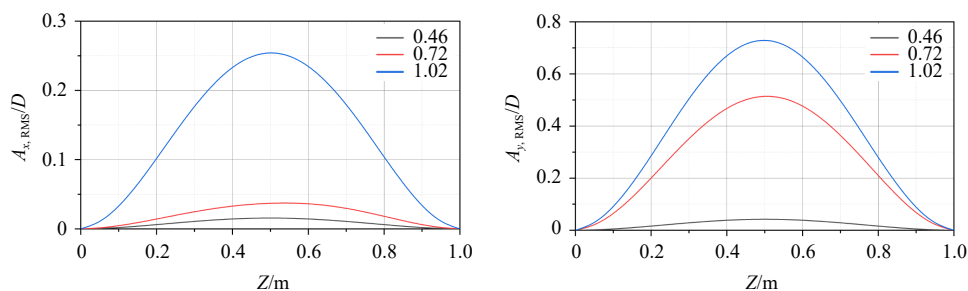


图9 不同速度下细长体的顺流向和横流向振幅的均方根值

Fig.9 RMS of amplitude of the cylinders for in-line and cross flow vibration at different velocities

2.2 水流与旋转联合作用对细长体振动的影响

2.2.1 脱涡模式

图 10 为旋转频率 $f = 7.5 \text{ Hz}$ 时不同流速下旋转细长体不同截面的脱涡模式, 对比图 6 和图 10 可知, 在速度 $U=0.46 \text{ m/s}$ 时, 脱涡模式均为 2S 模式。随着旋转频率的增加, 脱涡模式并没有改变, 但涡的产生速度却增加了。当速度 $U=1.02 \text{ m/s}$ 时, 单个旋转细长体在无旋转时脱涡模式从两端的 2S 逐渐变为 2P 和 T+P。当 $f = 7.5 \text{ Hz}$ 时脱涡模式从两端的 2S 逐渐变为 2T。随着旋转频率的增加, 脱涡模式变得更加复杂, 脱涡模式从 2P 和 T+P 变成 2T, 这与速度 $U=0.46 \text{ m/s}$ 的情况不同。当 $f = 7.5 \text{ Hz}$ 时, 由于涡的频繁脱落存在两个同方向旋转的涡合并为一个涡的现象, 当速度 $U=1.30 \text{ m/s}$ 时, 脱涡模式从两端的 2S 逐渐变为 2P。随着旋转频率的增加, 脱涡模式从 2S 和 2P 变为 P+T 和 2T, 脱涡模式的变化没有速度 $U=1.02 \text{ m/s}$ 时变化明显。旋转频率对脱涡模式的影响远小于流速的影响, 但随着流速的增加, 旋转频率对脱涡模式影响效果会增大。流速是导致脱涡模式改变的主要因素, 旋转频率对脱涡模式仅有一定的影响。速度导致的脱涡模式变化越大, 该速度下增加旋转频率导致的脱涡模式变化也越大。

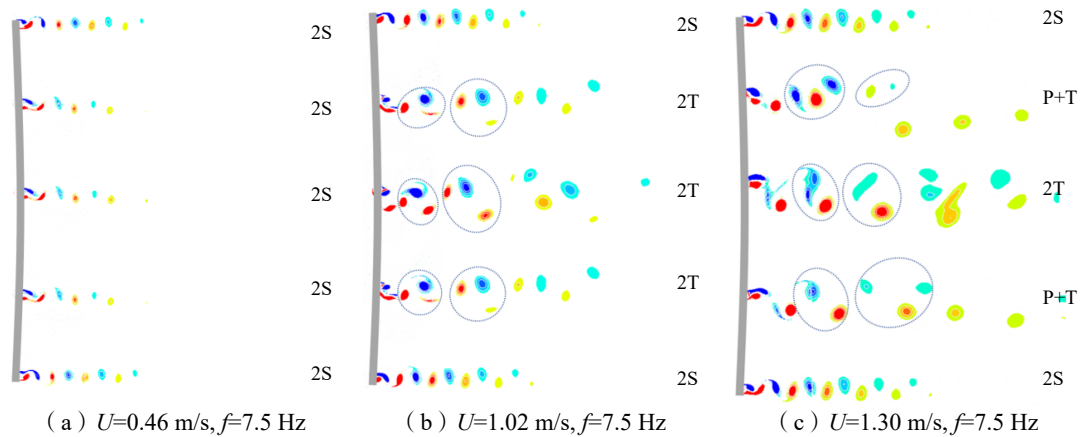


图 10 旋转频率 $f = 7.5 \text{ Hz}$ 时旋转细长体不同截面的脱涡模式

Fig.10 Vortex shedding modes at different sections of the rotating cylinder with rotation frequency $f = 7.5 \text{ Hz}$

2.2.2 运动轨迹

图 11 为旋转频率 $f = 7.5 \text{ Hz}$ 时旋转细长体中部(切片 11)运动轨迹, 对比图 7 和图 11 可知, 在无旋转情况下, 顺流向振动的频率是横流向振动的两倍。随着旋转频率的增加, 顺流向的振动频率与横流向的振动频率逐渐变为一致。轨迹逐渐从原来的“8”形变化到圆形。运动方向与旋转细长体的旋转方向相反, 即为“反向涡动”。当流速 $U = 1.02 \text{ m/s}$ 时, 相同旋转频率下细长体的运动轨迹最稳定, 细长体的脱涡模式也最复杂。这应与 $U = 1.02 \text{ m/s}$ 时振动频率接近理论一阶固有频率有关。

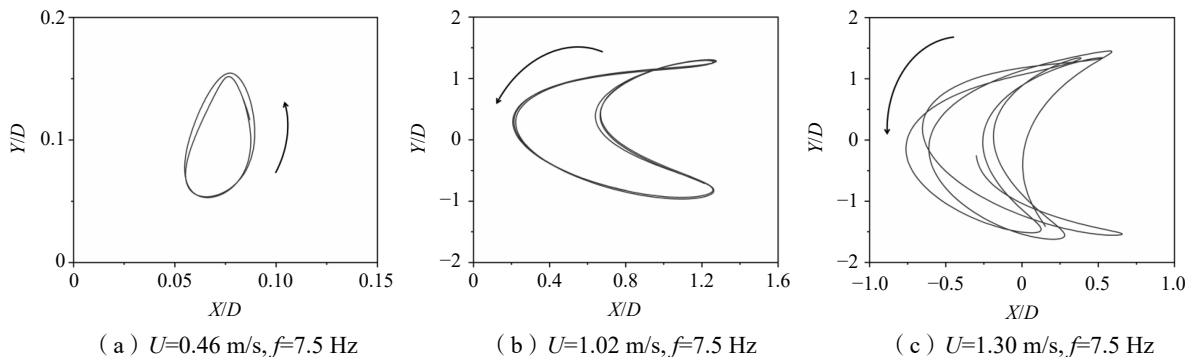


图 11 旋转频率 $f = 7.5 \text{ Hz}$ 时旋转细长体中部(切片 11)运动轨迹

Fig.11 Trajectory of the middle of the rotating cylinder with a rotation frequency of $f = 7.5 \text{ Hz}$

2.2.3 位移

图 12 为不同速度和旋转频率下旋转细长体中间的位移谱。在速度 $U = 0.46 \text{ m/s}$, 无旋转情况下, 振动主要由 VIV 引起。当开始旋转后, VIV 和自旋对细长体振动都有作用。随着旋转频率的增加, 旋转频率显著地影响了在 $U = 0.46 \text{ m/s}$ 时的振动响应。在旋转频率为 7.5 Hz 时, 由于平均升力的增加, 在横流向上的振幅受到了限制(图 13(a))。在速度 $U = 1.02 \text{ m/s}$ 时, 随着旋转频率的增加, 顺流向逐渐出现与横流向主频相同的振动频率且振幅逐步变大。相对地, 随着旋转频率的增加, 横流向原本存在顺流向频率的附频逐步减小, VIV 被抑制, 这与图 11 中轨迹变化相符。旋转对细长体振幅的变化影响不大(图 13(b)), 这与脱涡模式的变化一致。在速度 $U = 1.30 \text{ m/s}$ 时, 随着旋转频率的增加, 顺流向振动频率始终在 60 Hz 以下且无规律, 在横流向与主频相同的振动频率以及振幅均无明显变化(图 13(c)), 与轨迹变化一致。

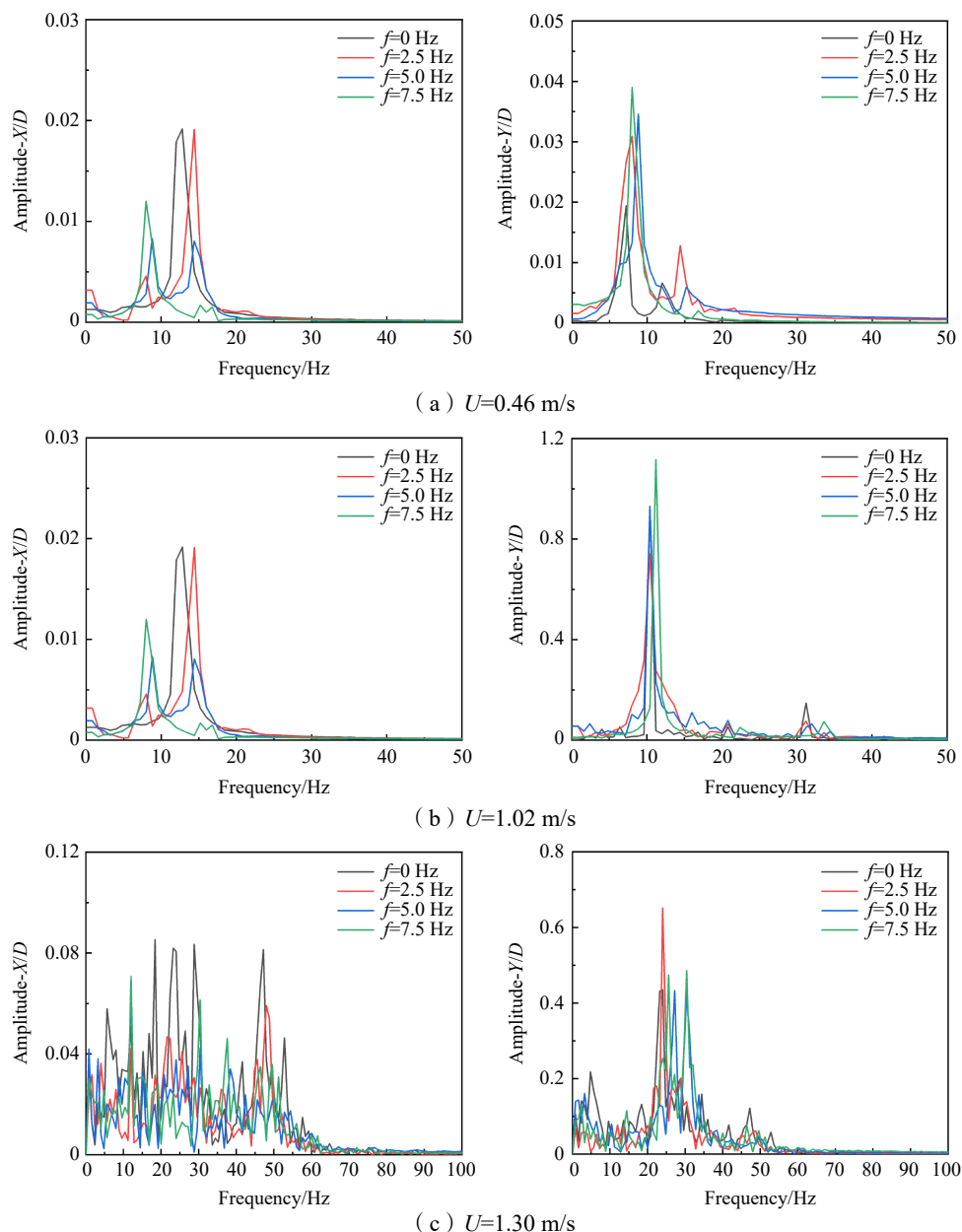


图 12 旋转细长体中间的位移频谱

Fig.12 Displacement frequency spectrum of the middle of the rotating cylinder

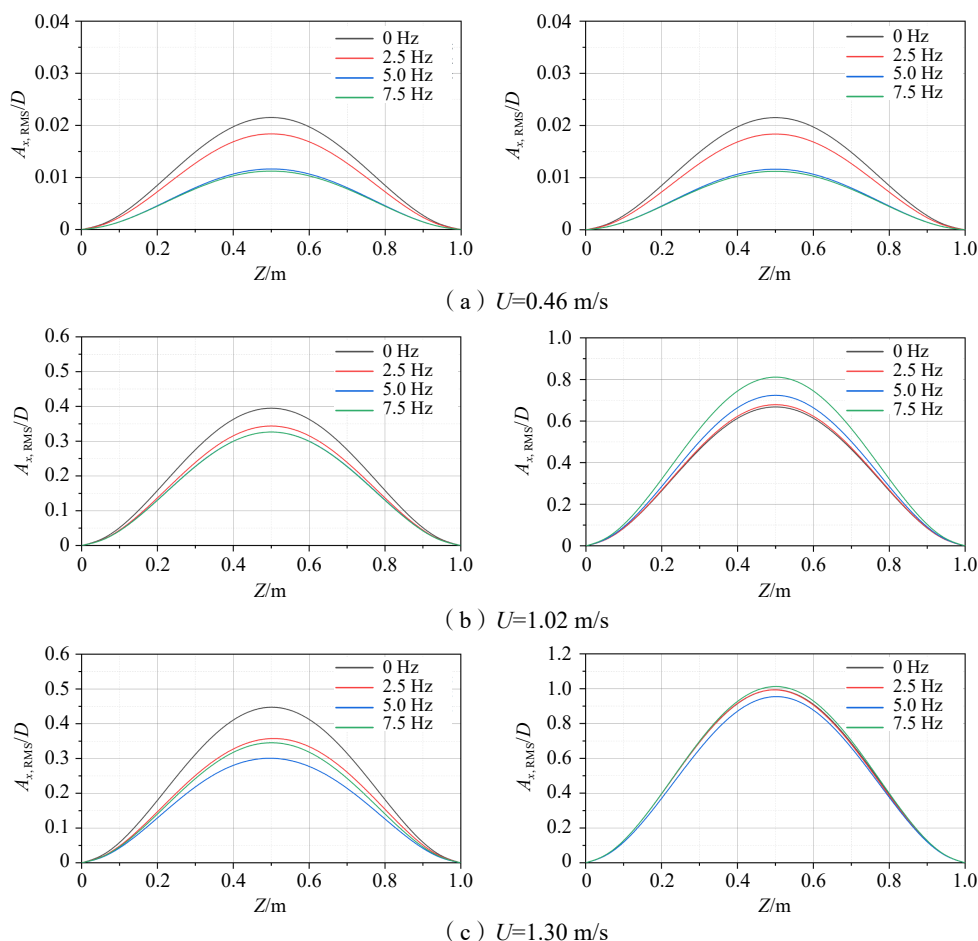
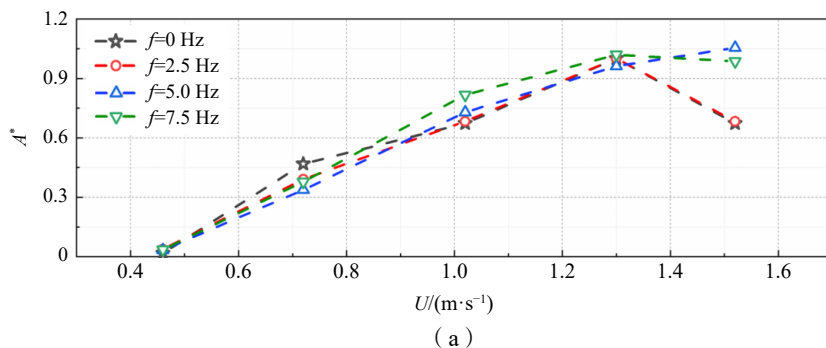


图 13 细长体的顺流向和横流向振幅的均方根值

Fig.13 RMS of the amplitudes of the cylinder for in-line and cross flow vibration

2.3 振幅响应及响应频率分析

根据旋转细长体的位移和频率响应,进一步分析了横向振动频率比和相对振幅随速度的变化。振动频率比为 $f^* = f/f_n$ (f 为细长体结构的振动频率, f_n 为细长体结构的固有频率), 相对振幅比为 $A^* = A/D$ 。图 14 显示了在不同的旋转频率下, 旋转细长体的横向相对幅度与频率比的响应随流速的变化。速度 $U = 1.02 \text{ m/s}$ 在固有频率的锁定区间内, 振动频率比 $f^* \approx 1$, 相对振幅比显著增加。在 $U = 1.02 \text{ m/s}$ 时, 旋转细长体的运动以 VIV 为主, 不同旋转频率下的振幅差异不大。在 $U = 1.02 \text{ m/s}$ 时, 频率分布非常集中, 说明自旋的影响完全被抑制。但在流速 $U = 0.46 \text{ m/s}$ 时, 旋转细长体运动以 VIV 和自旋占主导, 旋转影响振动响应。当流速 $U = 1.30 \text{ m/s}$ 时, 相对振幅比增加, 但增加幅度小于 $U = 1.02 \text{ m/s}$ 时的增加幅度。振动频率比显著增加, 说明 $U = 1.30 \text{ m/s}$ 超出了一阶固有频率的锁定区间。



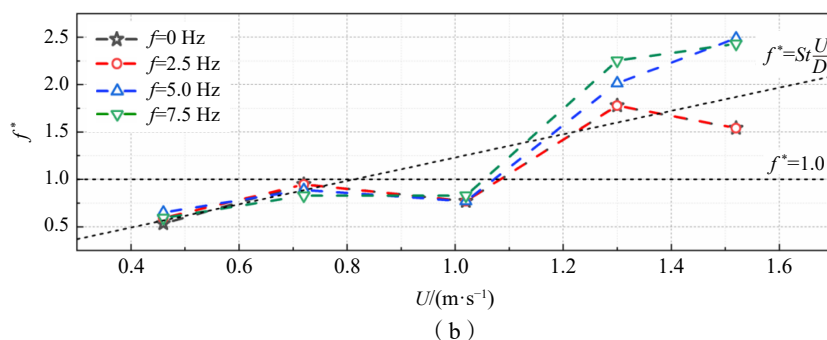


图 14 不同旋转频率下旋转细长体的横向相对振幅和频率比随速度的变化

Fig.14 Change curves of horizontal relative amplitude and frequency ratio of a rotating cylinder with different velocities under different rotating frequency

3 结 论

本文对旋转频率为 $f=0$ Hz、2.5 Hz、5.0 Hz、7.5 Hz, 流速为 $U=0$ m/s、0.46 m/s、0.72 m/s、1.02 m/s、1.30 m/s、1.52 m/s 下的旋转细长体结构进行了数值模拟。基于切片理论, 结合 CFD 和有限元法, 构建了三维旋转细长体结构流致振动时域模型, 针对旋转细长体在水流、旋转作用下的流致振动进行了数值研究, 主要结论如下:

(1) 基于切片理论构建三维旋转细长体流致振动时域模型的方法, 能够有效地对旋转细长体结构在水流、旋转作用下的流致振动问题进行模拟。针对复杂的流体和旋转联合作用下的旋转细长体问题, 在保证计算精度的情况下, 切片理论具有简洁、占用计算资源少的特点。

(2) 流速和旋转频率对脱涡模式均有影响。当流速小于 $U=0.46$ m/s 时, 脱涡模式为 2S。随着流速的增加, 脱涡模式逐渐变得更加复杂。随着旋转频率的增加, 涡的产生速度也增加了。流速是导致脱涡模式改变的主要因素, 旋转频率对脱涡模式有一定的影响。

(3) 对于无旋转的细长体, 旋转细长体振动主要是由涡脱落引起, 可以得到横向振动的两次频率分量, 轨迹图为“8”形。对于流动中的旋转细长体, 运动方向与旋转细长体的旋转方向相反, 即产生“反向涡动”。当流速 $U=0.46$ m/s 时, 随着旋转频率的增加, 振动由 VIV 和旋转共同作用。当 $U=1.02$ m/s 时, 旋转影响逐步受到抑制, 振动逐渐变为由 VIV 主导。

(4) 在细长体的固有频率附近, 旋转细长体存在频率锁定区间。在非锁定区间时, 横向振动相对振幅和频率比均随流速的增加而增加。在锁定区间内随着流速的增加, 旋转细长体的横向振动相对振幅亦随之增加, 频率比不变。

参 考 文 献:

- [1] 汪品先. 大洋钻探五十年: 回顾与前瞻[J]. 科学通报, 2018, 63(36): 9.
Wang Pinxian. Fifty years of ocean drilling: A review and prospect[J]. Science Bulletin, 2018, 63(36): 9. (in Chinese)
- [2] 翦知湓. 进军深海科学前沿——我国参与大洋钻探的进展[J]. 科学通报, 2018, 63(36): 6.
Jian Zhimin. Advancing to the frontier of deep-sea science-Progress of China's participation in ocean drilling[J]. Science Bulletin, 2018, 63(36): 6. (in Chinese)
- [3] Zhu Xiaohua, Tang Liping, Yang Qiming. A literature review of approaches for stick-slip vibration suppression in oilwell drillstring[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2014, 6: 967952.
- [4] Liang Feng, Yang Xiaodong, Zhang Wei, et al. Vibrations in 3D space of a spinning supported pipe exposed to internal and external annular flows[J]. Journal of Fluids and Structures, 2019, 87: 247–262.

- [5] 韩 阳, 王 于, 王 超, 等. Magnus 效应旋转圆柱水动力性能分析[J]. 船舶力学, 2023, 27(4): 528–535.
Han Yang, Wang Yu, Wang Chao, et al. Analysis of hydrodynamic performance of Magnus effect rotating cylinder[J]. Journal of Ship Mechanics, 2023, 27(4): 528–535. (in Chinese)
- [6] 唐卫国, 陈 威, 吴轶钢, 等. 不同流动状态下旋转圆柱扰流数值模拟研究[J]. 武汉理工大学学报 (交通科学与工程版), 2022, 46(2): 247–253.
Tang Weiguo, Chen Wei, Wu Yigang, et al. Numerical simulation study of rotating cylindrical disturbance flow under different flow states[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science and Engineering Edition), 2022, 46(2): 247–253. (in Chinese)
- [7] Catalano Pietro, Wang Meng, Iaccarino Gianluca, et al. Numerical simulation of the flow around a circular cylinder at high Reynolds numbers[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2003, 24(4): 463–469.
- [8] Stojković Dragan, Breuer Michael, Durst Franz. Effect of high rotation rates on the laminar flow around a circular cylinder[J]. Physics of Fluids, 2002, 14(9): 3160–3178.
- [9] Chou M H. Numerical study of vortex shedding from a rotating cylinder immersed in a uniform flow field[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2000, 32(5): 545–567.
- [10] 刘二朋, 林永水, 池晴佳, 等. 层流状态下旋转圆柱绕流数值模拟研究 (英文)[J]. 船舶力学, 2022, 26(12): 1749–1761.
Liu Erpeng, Lin Yongshui, Chi Qingjia, et al. Numerical investigation of laminar-flow past a rotating cylinder[J]. Journal of Ship Mechanics, 2022, 26(12): 1749–1761.
- [11] Ray Rajendra K, Kalita Jiten C. Higher-order-compact simulation of unsteady flow past a rotating cylinder at moderate Reynolds numbers[J]. Computational and Applied Mathematics, 2016, 35(1): 219–250.
- [12] Ezadi Yazdi Mohammad Javad, Safavi Rad Ali, Khoshnevis Abdulmir Bak. Features of the flow over a rotating circular cylinder at different spin ratios and Reynolds numbers: Experimental and numerical study[J]. The European Physical Journal Plus, 2019, 134(5): 1–21.
- [13] Stojković Dragan, Schön Peter, Breuer Michael, et al. On the new vortex shedding mode past a rotating circular cylinder[J]. Physics of Fluids, 2003, 15(5): 1257–1260.
- [14] Pralits Jan O, Brandt Luca, Giannetti Flavio. Instability and sensitivity of the flow around a rotating circular cylinder[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2010, 650: 513–536.
- [15] Pralits Jan O, Giannetti Flavio, Brandt Luca. Three-dimensional instability of the flow around a rotating circular cylinder[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2013, 730: 5–18.
- [16] Meena Jagmohan, Mittal Sanjay. Three-dimensional flow past a rotating cylinder[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2015, 766: 28–53.
- [17] Ding Lin, Kong Hao, Zou Qunfeng, et al. 2-DOF vortex-induced vibration of rotating circular cylinder in shear flow[J]. Ocean Engineering, 2022, 249: 111003.
- [18] Zou Qunfeng, Ding Lin, Wang Haibo, et al. Two-degree-of-freedom flow-induced vibration of a rotating circular cylinder [J]. Ocean Engineering, 2019, 191: 106505.
- [19] Zou Qunfeng, Ding Lin, Zou Rui, et al. Two-degree-of-freedom flow-induced vibration of two circular cylinders with constraint for different arrangements[J]. Ocean Engineering, 2021, 225: 108806.
- [20] Tang Tao, Zhu Hongjun, Song Jinze, et al. The state-of-the-art review on the wake alteration of a rotating cylinder and the associated interaction with flow-induced vibration[J]. Ocean Engineering, 2022, 254: 111340.
- [21] Geng Xinge, Wu Weiguo, Liu Erpeng, et al. Experimental study on vibration of a rotating pipe in still water and in flow[J]. Polish Maritime Research, 2023, 30(1): 65–77.
- [22] Mittal Sanjay. Free vibrations of a cylinder: 3-D computations at $Re=1000$ [J]. Journal of Fluids and Structures, 2013, 41: 109–118.
- [23] Wu Jie, Shu Chang, Zhao Ning. Numerical investigation of vortex-induced vibration of a circular cylinder with a hinged flat plate[J]. Physics of Fluids, 2014, 26(6): 063601.
- [24] Zhu Hongjun, Chu Xin, Yan Zhiyin, et al. Coupling response of flow-induced oscillating cylinder with a pair of flow-induced rotating impellers[J]. Physics of Fluids, 2021, 33(8): 083608.
- [25] Aronsen Kristoffer Høyem. An experimental investigation of in-line and combined in-line and cross-flow vortex induced vibrations[J]. Fakultet for Ingeniørvitenskap Og Teknologi, 2007, 253: 1–195.