

文章编号: 1007-7294(2025)11-1710-12

磁弹簧刚度对刚性圆柱振子流致振动特性的影响分析

白 旭, 王嘉璐, 孙 萌, 牛建杰, 章 文

(江苏科技大学 船舶与海洋工程学院, 江苏 镇江 212100)

摘要: 将磁悬浮支撑系统作为磁弹簧为刚性振子提供恢复力, 在流致振动海流能捕能中具有重要的意义。针对不同的磁弹簧刚度对圆柱振子流致振动的影响, 采用雷诺时均法(RANS)和无自由电流的麦克斯韦-安培定律, 构建刚性圆柱振子流致振动与磁悬浮支撑系统耦合模型, 对不同磁悬浮支撑力所起到的磁弹簧刚度作用下的刚性圆柱振子的振幅比、振动频率、尾涡脱落形态等进行数值仿真分析。研究表明: 振子振幅比随着流速增加先增大后减小, 最大振幅比随着间距增大逐渐减小, 振子在 0.8 m/s 流速、3.8D 间距下达到最大振幅比 0.844; 振子的振动频率随着间距的增加, 增长趋势趋于平缓, 振子在 0.9 m/s 流速、3.4D 间距下达到最大振动频率 1.62 Hz; 尾涡模式随着间距与流速的增大而变得更为复杂, 在整个流速区间内出现了 4 种尾涡模式。

关键词: 流致振动; 磁悬浮支撑; 刚度; 振动特性

中图分类号: TM619 TK79 **文献标识码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1007-7294.2025.11.005

Effect of stiffness on flow-induced vibration characteristics of rigid cylindrical oscillator supported by magnetic spring

BAI Xu, WANG Jia-lu, SUN Meng, NIU Jian-jie, ZHANG Wen

(School of Naval Architecture & Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212100, China)

Abstract: As a magnetic spring to provide restoring force for the rigid oscillator, the magnetic levitation support system is of great significance in the flow-induced vibration ocean current energy capture. To investigate the influence of different magnetic spring stiffness on the flow-induced vibration of cylindrical oscillators, the coupling model of the flow-induced vibration of a rigid cylindrical oscillator and its magnetic suspension support was constructed by using the RANS and the Maxwell-Ampere law without free current. The amplitude ratio, vibration frequency and wake vortex shedding pattern of the rigid cylindrical oscillator were analyzed under the action of magnetic spring stiffness of different magnetic suspension support forces. The results show that (1) the amplitude ratio of the oscillator increases first and then decreases with the increase of the flow velocity, and the maximum amplitude ratio decreases gradually with the increase of the spacing; (2) the oscillator reaches the maximum amplitude ratio of 0.844 at a flow velocity of 0.8 m/s and a

收稿日期: 2025-05-20

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(42276225); 江苏省自然科学基金面上项目(BK20211342); 江苏省研究生实践创新计划项目(SJCX23_2204)

作者简介: 白 旭(1984-), 男, 教授, 博士生导师, 通讯作者, E-mail: baixu@just.edu.cn;

王嘉璐(1998-), 女, 硕士研究生。

spacing of $3.8D$; (3) the vibration frequency of the oscillator increases with the increase of the spacing, and the growth trend tends to be gentle; (4) the oscillator reaches the maximum vibration frequency of 1.62 Hz at a flow velocity of 0.9 m/s and a spacing of $3.4D$; (5) the wake vortex mode becomes more complex with the increase of spacing and velocity, and four wake vortex modes have appeared in the whole velocity range.

Key words: flow-induced vibration; magnetic suspension support; stiffness; vibration characteristics

0 引 言

流致振动是一种非线性振动,在较广的流速和雷诺数范围内,都能产生有效的振动,利用流致振动可从低流速海流中获取有效的能量。漩涡的脱落作用带动圆柱振子振动,将海流能转化为机械能,配合适当的能量传输装置进而转换成电能。具有代表性的是美国密西根大学的 Bernitsas 教授在 2008 年提出了 VIVACE(Vortex Induced Vibration for Aquatic Clean Energy)装置,并于 2011 年在高雷诺数高阻尼条件下进行了涡激振动试验,试验流速为 0.4 ~ 1.1 m/s,通过优化获取能量的阻尼比,得到 1.78 的最大振幅比和 0.308 的最大能量转换效率及 0.22 的平均能量转换效率^[1-2]。Bernitsas 等于 2016 年进行了 VIVACE 原型机的实尺度测试。此后国内外学者对流致振动特性进行了大量的研究,发现刚度 K 、质量比 m^* 、雷诺数等参数都会对振子流致振动的幅频特性与能量转换率有一定影响。目前对于流致振动的研究主要采用实验研究法、数值仿真法和理论公式法。孙海等^[3]对不同给定刚度情况下的单圆柱振子进行了实验比较;罗竹梅^[4]采用基于 ADNA 系统开发的 FCBI-C 单元模式离散计算区域,配合相应的算法实现了涡激振动圆柱体大幅振动情况下尾流涡街形成的高效数值模拟;白旭等^[5-6]分析了等直径和不等直径双圆柱的振动特性与能量转换特性,寻求最优的参数组合,提出了串联双圆柱流致振动能量转换装置的预测模型。目前对于垂直来流作用下圆柱结构涡激振动机理已有较为全面的认识,很多学者针对其他结构涡激振动与捕能方面进行了深入的研究。徐万海^[7]阐述了倾斜圆柱结构涡激振动响应规律、尾迹流场模式和流体力特性等方面的研究进展,探讨了倾斜圆柱结构涡激振动抑制措施。Kim 等^[8]阐述了交替升力能量转换器(ALT)即利用涡激振动进行清洁能源转化的基本概念和技术突破,讨论了 ALT 的工作原理,总结了近年来对该装置的材料与元器件进行的大量实验结果。

目前,已有成果多是基于金属弹簧提供弹性回复力进行研究,但金属弹簧在水下进行运维存在较大的技术困难,进而对整个发电装置系统的可靠性、耐久性产生较大影响,在未来产业化上有许多局限性。因此白旭等^[9]等将永磁悬浮支撑与流致振动潮流能转换装置相结合,对比了永磁弹簧与金属弹簧提供回复力对刚性圆柱振子流致振动的影响,发现永磁弹簧支撑振子的振动性能更优。在当前的振动能量采集技术中,也有一些利用磁悬浮振动的研究,虽然还没有针对采用磁悬浮支撑振子流致振动捕能流的系统性研究,但在研究手段和技术方法上具有一定的借鉴意义和参考价值。Mann 等^[10]提出了通过磁力悬浮产生非线性振动的能量采集系统,其在一个特氟龙管子的上下两端各固定一个永磁体,特氟龙管子内有一个悬浮永磁体。中间永磁体的磁极与上下两个永磁体的磁极相反,以产生排斥力,特氟龙管子外侧绕制有上部线圈和底部线圈,中间永磁体上下运动的线圈内产生感应电动势。

相对于金属弹簧,磁悬浮系统容易进行刚度调节,以实现不同流速下最优振动效果的目的,也有利于工程运维。目前对于磁悬浮系统支撑振子流致振动的分析方法研究较少,本文从圆柱振子流致振动与磁悬浮系统两方面分别入手,采用数值仿真法,使用 STAR CCM+软件与 COMSOL Multiphysics 软件分别构建刚性圆柱振子流致振动与磁悬浮支撑模型,通过即时迭代将二者进行耦合分析,对磁悬浮支撑系统所提供的不同磁弹簧刚度下振子的振动特性进行研究,分析磁弹簧刚度对圆柱振子流致振动的振幅比、振动频率与尾涡形态变化的影响。

1 计算模型与分析方法

1.1 磁-流-固耦合系统物理模型

使用磁悬浮系统代替金属弹簧来支撑振子, 形成磁-流-固耦合模型, 容易进行刚度调节, 以实现不同流速下最优振动效果的目的, 物理模型示意图如图 1 所示。该模型利用磁悬浮系统代替金属弹簧支撑振子进行流致振动发电, 磁悬浮系统由三块永磁体构成, 两块端部永磁体固定在导轨的两端, 中间是悬浮永磁体, 端部永磁体的磁极与中间永磁体的磁极相反。中间永磁体固定在振子上随振子沿导轨振动, 单圆柱振子在来流作用下产生流致振动, 在运动过程中悬浮永磁体会偏离平衡位置, 导轨两端的固定永磁体会对悬浮永磁体产生斥力促使振子回复平衡位置。这个斥力也就是振子在振动过程中受到的磁性回复力。

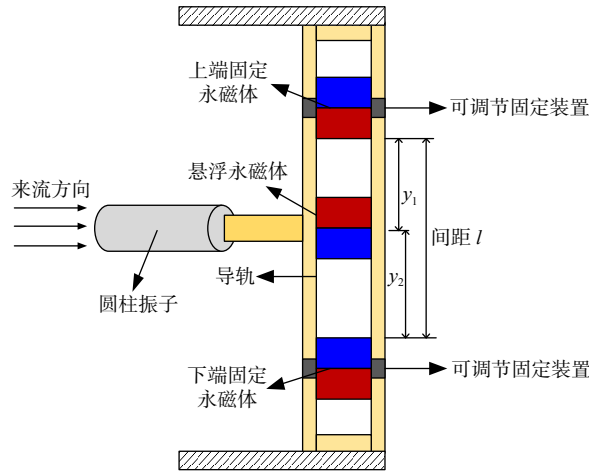


图 1 磁悬浮支撑单圆柱振子流致振动物理模型

Fig.1 Physical model of flow induced vibration of single cylindrical oscillator with magnetic suspension support

1.2 磁-流-固耦合系统动力学模型

磁悬浮支撑振子流致振动系统本质上是单自由度系统, 振子受力模型如图 2 所示, 根据高等结构动力学原理可知, 作用于振子上的力有质量力、回复力、阻尼力以及振子所受干扰力即流体力 F_{fluid} 和磁力 F_{mag} 。系统的运动方程可建为

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_{fluid} + F_{mag} \quad (1)$$

其中, 振子所受回复力只与振子位移有关, 而磁力大小也只随着振子振动位移的变化而变化, 因此振子所受回复力主要由磁力提供, 为磁性回复力。因此该系统的动力学方程为

$$m_{osc}y'' + (c_{structure} + c_{fluid})y' + F_{mag} = F_{fluid} \quad (2)$$

式中: m_{osc} 表示振动质量^[11], 为振子质量、传动质量、端部两块永磁体的质量三者之和; $c_{structure}$ 为机械阻尼; c_{fluid} 由流体附加阻尼组成。振子在水中受到的流体动压力 F_{fluid} 可以分解成流体惯性力 $F_{inviscid}$ 与流体粘性力 $F_{viscous}$ 两个部分^[12], 其表达式为

$$F_{inviscid} = -m_a y'' \quad (3)$$

$$F_{viscous} = \frac{1}{2} c_y \rho U^2 D l \quad (4)$$

式中: m_a 为附加质量; c_y 为瞬时升力系数; ρ 表示流体密度; U 是水流流速; D 为振子的特征宽度, 振子

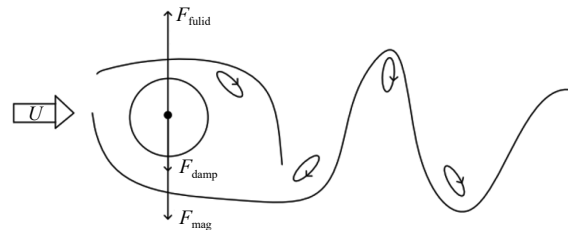


图 2 振子受力模型

Fig.2 Force analysis model of oscillator

处于顺水流方向上的投影宽度; l 表示振子长度。

磁悬浮-振子-水力耦合系统的动力学方程可简化为

$$(m_{osc} + m_a)y'' + cy' = \frac{1}{2}c_y\rho U^2 D l - F_{mag} \tag{5}$$

1.3 磁力计算方法

磁力 F_{mag} 是上端永磁体对中间永磁体的磁力 F_1 与下端永磁体对中间永磁体的磁力 F_2 之和^[13], 磁力大小与中间永磁体振动的位移有关, 而磁悬浮系统的刚度是非线性的, 间距的改变会对磁悬浮系统的磁力产生影响, 不同间距下的磁力都需要单独计算。对于没有自由电流, 只有磁化矢量场的情况, 基于麦克斯韦-安培定律的简化形式, COMSOL Multiphysics 软件通过矢量表达式(6)求积分来计算对象上的总磁力。

$$\mathbf{f} = \mathbf{n} \cdot \mathbf{T} = -\frac{1}{2}\mathbf{n}(\mathbf{H} \cdot \mathbf{B}) + (\mathbf{n} \cdot \mathbf{H})\mathbf{B}^T \tag{6}$$

式中: \mathbf{n} 为永磁体外边界上的向外法矢, \mathbf{T} 为麦克斯韦应力张量, \mathbf{H} 为磁场强度, \mathbf{B} 为磁感应强度。

磁力相对于位移的负导数称为磁刚度, 定义式为

$$k = -\frac{dF}{dz} \tag{7}$$

1.4 磁-流-固耦合方法

使用有限元仿真软件 STAR CCM+进行流致振动仿真模拟, 计算圆柱振子流致振动的振动位移。使用有限元仿真软件 COMSOL Multiphysics 进行磁场仿真模拟, 建立磁悬浮系统模型, 计算磁力, 得到磁力-位移关系。振子所受磁悬浮支撑力随着位移的变化而变化, 将 STAR CCM+计算得到的振子位移对应 COMSOL Multiphysics 计算得到的磁力-位移关系即可得到该位移下振子所受磁悬浮支撑力, 再将磁力作为计算参数代回 STAR CCM+中继续计算, 得到下一时间步的振子位移, 如此循环往复, 即可得到磁悬浮系统支撑下圆柱振子的振动响应。整体耦合流程如图 3 所示。

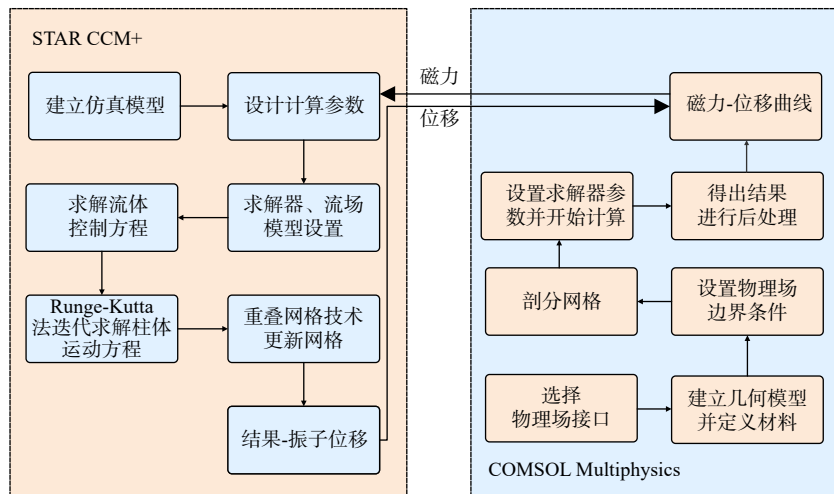


图 3 整体耦合流程

Fig.3 Overall coupling process

2 磁悬浮支撑振子流致振动数值仿真方法

2.1 流致振动数值仿真求解

为了保证计算结果的准确性, 本文以文献[2] 高阻尼比实验中的模型为原型, 建立了质量比 $m^* = 1.564$, 振子直径 $D = 0.0889$ m 的计算模型。为了保证振子在计算时的三维特性, 振子的长度选择 πD ^[14], 具体模型如图 4 所示。

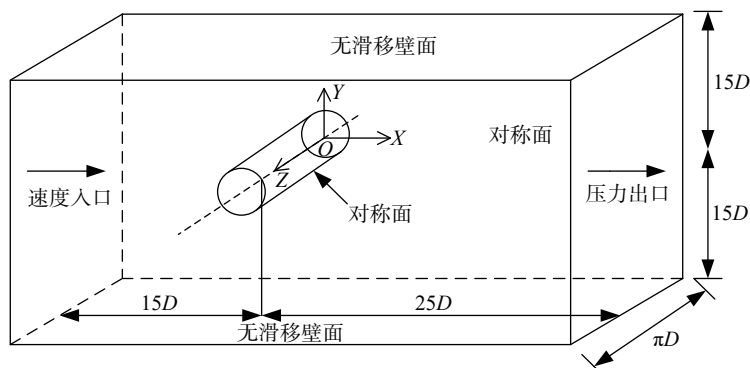


图4 单圆柱振子流致振动计算域

Fig.4 Calculation domain of flow induced vibration of single cylindrical oscillator

相比较原模型, 振子长度等比例缩小了3.27倍, 所以相对应振子的质量、刚度、阻尼力也同比例缩小。计算模型的具体参数如表1所示。

表1 计算参数

Tab.1 Calculation parameters

参数	符号/单位	数值	参数	符号/单位	数值
圆柱振子直径	D/m	0.0889	流速范围	$U/(m \cdot s^{-1})$	0.4~1
圆柱振子长度	L/m	$0.0889 \times \pi$	动力粘滞系数	$\eta/10^{-6} \text{ kPa} \cdot \text{s}$	1.074
圆柱振子质量	m_{osc}/kg	2.71	阻尼	$c/(Ns \cdot m^{-1})$	1.35

在实际的海流能应用研究中, 绝大多数海流流态都处在湍流状态下。本文使用非直接数值模拟^[15]方法中的雷诺时均法(RANS)对湍流进行数值模拟。雷诺平均方程是把湍流流场看作时间平均流动和瞬时脉动流动两部分, 再引入雷诺应力模型封闭方程进行求解。雷诺时均法可以用较大的网格对流场进行求解, RANS 包含很多子模型, 本文选择 SST $k-\omega$ 模型作为数值计算方法。采用 Runge-Kutta 法对振子进行迭代计算, 振子在流场中每个时间步内获得的升力以及在升力作用下自身状态的变化, 是一个用前一个时间步内的旧值推算下个时间步内新值的过程。本文选择重叠结构网格^[16], 在保证计算精度的基础上提高了计算效率。

将数值仿真模型计算结果与文献[2] 中高阻尼比实验结果进行比较, 结果如图5-图6所示。文献[2] 中振幅比是取最大的10个峰值计算平均值后的结果, 同样的计算方法得到数值仿真振幅比, 由图5振幅比对比结果可以看出两者趋势相似, 最大误差为5.04%, 属于合理范围。由图6频率比结果可以看出, 本文计算结果与实验结果误差不大, 总体在5%以内浮动, 属于合理范围。通过比较振幅比与频率比的结果证明了计算结果的准确性。

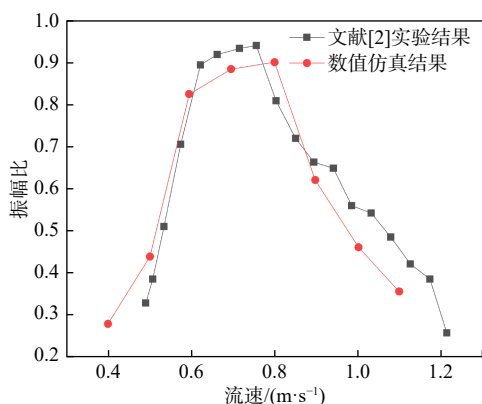


图5 数值仿真结果与实验结果振幅比对比

Fig.5 Comparison of amplitude ratios between numerical simulation results and experimental results

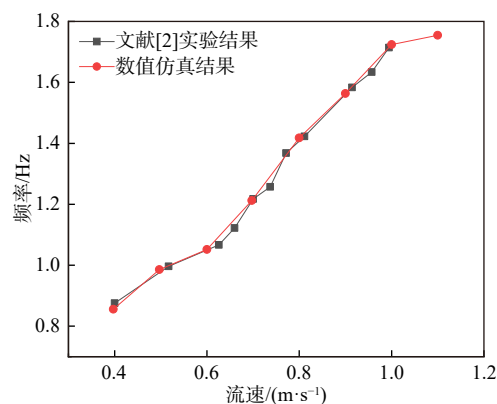


图6 数值仿真结果与实验结果频率对比

Fig.6 Comparison of frequency ratios between numerical simulation results and experimental results

2.2 磁悬浮系统磁力仿真求解

执行稳态研究来计算磁力,添加“磁场”接口模拟磁场,添加无限元域来模拟磁体周围的自由空间开放区域。接下来在内磁体域中添加一个“力计算”节点,使用麦克斯韦应力张量法计算总磁力分量;添加“变形几何”接口将中间振动磁体在单自由度方向上的位移参数化。然后添加“灵敏度”接口,使用磁力作为“灵敏度”接口的全局目标,使用轴向位移参数作为“灵敏度”接口的全局控制变量,可得到导数 dF/dz ,即轴向磁刚度系数,最后使用“参数化扫描”节点,计算轴向磁刚度随轴向位移的变化。

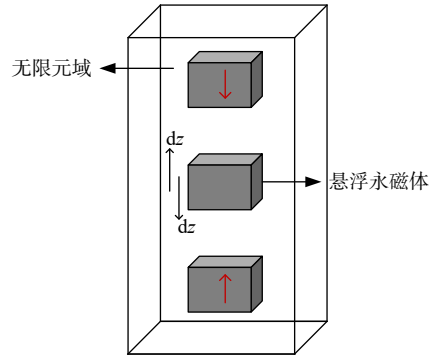


图 7 磁悬浮系统模型图

Fig.7 Model of magnetic levitation system

首先建立计算域,如图 7 所示,上下端固定永磁体上的箭头表示永磁体磁化方向。

接下来设置参数与材料,所有域的环境材料均设置为“water, liquid”,其相对磁导率设置为 1.0。对于永磁体,考虑到工作环境主要是在潮湿环境中,对剩磁和矫顽力强度需求较大,于是选择 N35 钕铁硼^[17]永磁体,剩余磁通密度设置为 1.23 T。之后根据数值仿真方法进行设置,剖分网格,设置求解器计算,计算步数为 10 mm,得到的结果如图 8 所示。为验证 COMSOL Multiphysics 仿真求解的正确性,本文使用 MATLAB 解析法计算来验证,基于等效磁荷法理论在 MATLAB^[18]中进行解析计算,以 $l=0.06\text{ m}$,间距为 $5.0D$ 的情况为例,结果如图 9 所示。

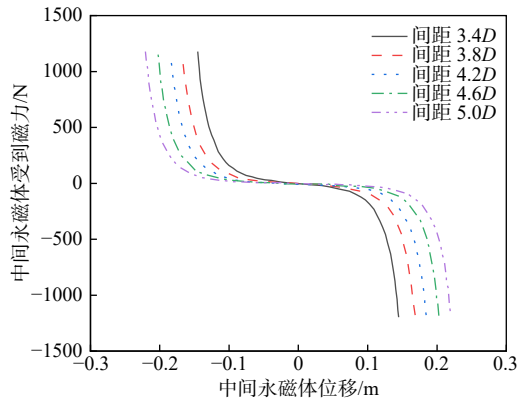


图 8 磁悬浮系统 3.4D~5.0D 间距下磁力与位移关系

Fig.8 Magnetic force and displacement relations when magnetic levitation system is 3.4D~5.0D spaced

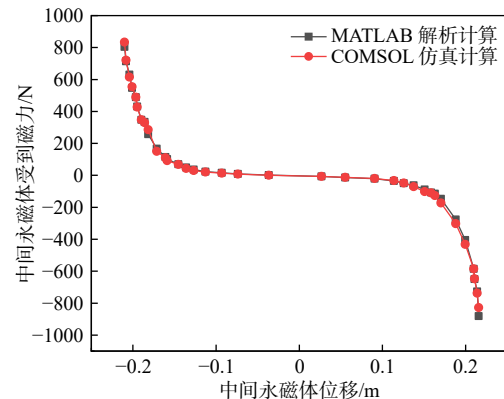


图 9 仿真计算与解析计算结果对比

Fig.9 Comparison between simulation and analytical calculation results

根据图中 MATLAB 解析计算结果与 COMSOL Multiphysics 仿真计算结果的比较发现,计算结果趋势高度一致,解析计算与仿真结果的平均误差为 8.91%,结果在允许误差范围内,证明了磁力仿真计算结果的准确性。

3 不同间距磁悬浮支撑下的振动分析

3.1 不同间距磁悬浮系统的数值选取

磁悬浮系统由三块永磁体构成,包括两端固定永磁体和中间悬浮永磁体,永磁体均为立方体,两端固定永磁体间的间距即为磁悬浮系统间距,如图 10 所示。间距为 $(D+2xD)$, x 为振子的振幅比, D 为圆柱振子的直径,为 0.0889 m。文献[3]中的最大振幅比为 1.217~1.705,设定端部永磁体的间距分别为

3.4D、3.8D、4.2D、4.6D、5.0D。

本文分别计算了棱长为 0.06 m, 间距分别为 3.4D、3.8D、4.2D、4.6D、5.0D 的永磁体, 在流速 $U=0.4\text{ m/s}$ 、 0.5 m/s 、 0.6 m/s 、 0.7 m/s 、 0.8 m/s 、 0.9 m/s 、 1 m/s 七种情况下的工况。

3.2 不同间距磁悬浮支撑的振子振幅比、频率分析

振幅比 A^* (振子振幅与振子直径的比值) 是无量纲数据, 更能代表振子在振动过程中的特性。为使振幅比能更普遍地反映振动过程中的振幅情况, 本文振幅比是在振子振动稳定后取 10 个周期的振幅求均值后计算得到的。磁悬浮系统间距处于 3.4D~5.0D 之间时, 振子的振幅

比随流速的变化规律如图 11 所示。由图可知, 振子的振幅比在计算流速区间内, 随着流速增加先增大, 发生共振时达到最大值, 当流速超过共振区间后, 振子的振幅比随着流速的增加而减小。间距为 3.4D 时振子在 0.6 m/s 流速下振幅比最大, 其他四种间距下, 振子在 0.8 m/s, 流速下振子达到最大振幅比, 且这四种间距的最大振幅比随着间距增大而减小, 整体来看, 振子在流速 0.8 m/s, 间距 3.8D 下获得振子最大振幅比, 最大振幅比为 0.844。与其他间距相比, 间距 3.8D 下振子的振幅比波动最小, 在整个流速区间都有较大振幅比, 因此可根据流速情况将磁悬浮系统配合适当参数的永磁体来获得较高的振幅。

磁悬浮系统间距处于 3.4D~5.0D 之间时, 振子的频率随流速的变化规律如图 12 所示。由图可知, 3.4D、3.8D 间距下振子的频率随着流速增加而增加, 在流速 0.9 m/s, 间距 3.4D 下振子的最大振动频率能达到 1.62 Hz; 4.2D、4.6D、5.0D 间距下振子的频率在 0.5~0.7 m/s 流速下有下降趋势, 流速超过 0.8 m/s 后频率继续上升, 这可能是由于振子的振动频率增幅不明显, 计算过程中的误差造成的, 频率波动差距为 0.46%, 属于合理范围。振子振动频率随间距的增大而减小, 4.2D、4.6D、5.0D 间距下振子的频率增幅不大, 说明振子受到的磁力大小会影响其频率增长趋势, 磁力越大, 振子的频率增长趋势越明显, 磁力减小, 频率增长趋势就平缓。为了增大振子的振动频率, 应保持振子在振动过程中受到的磁力大小, 大间距情况下可以添加附加磁铁, 增加振子受到的磁力。

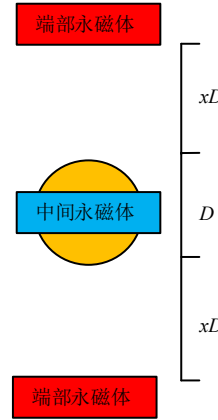


图 10 磁悬浮系统间距示意图

Fig.10 Spacing diagram of permanent magnet spring

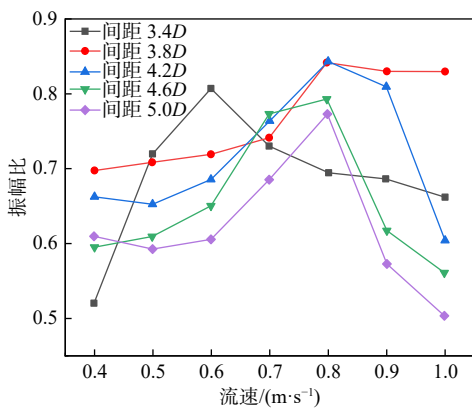


图 11 不同间距不同流速下的振幅比

Fig.11 Amplitude ratios at different spacings and different flow rates

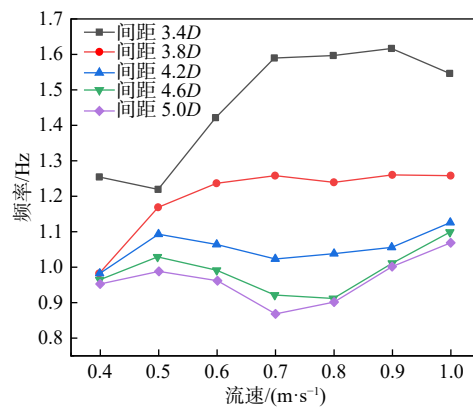


图 12 不同间距不同流速下的频率

Fig.12 Frequencies at different distances and different flow rates

3.3 尾涡分析

流致振动是由于流体通过圆柱振子后在圆柱振子后方交替泄放的漩涡引起的, 圆柱振子后方尾流漩涡脱落变化使得圆柱体受到的流体力发生了改变。不同间距磁悬浮系统、不同流速下尾涡脱落图见图 13。

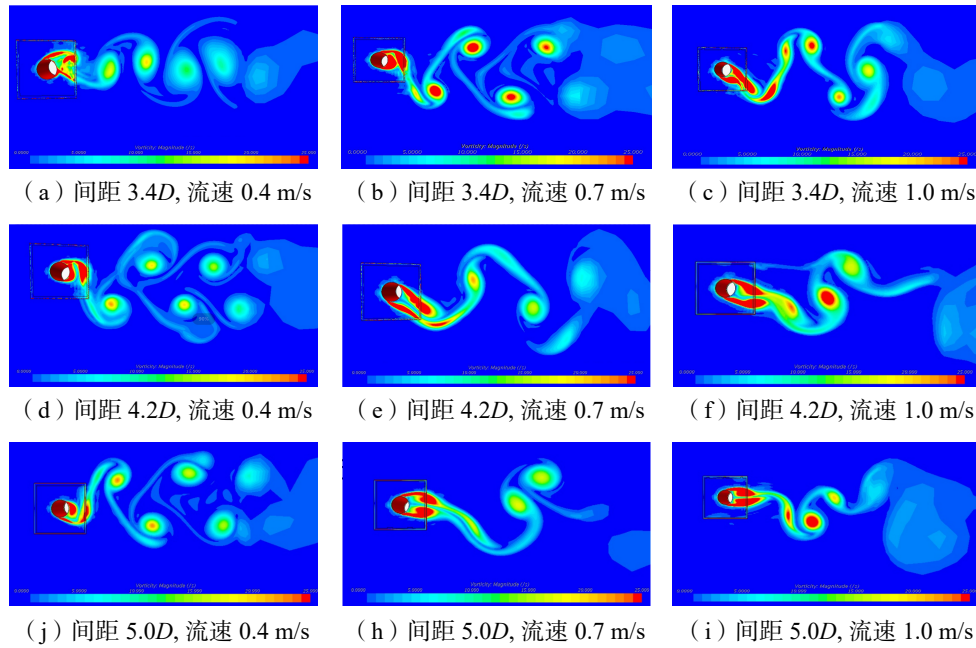


图 13 涡脱落图

Fig.13 Diagram of vortex shedding

如图 13 所示,当间距为 $3.4D$,流速为 0.4 m/s 时,以及间距为 $4.2D$,流速为 0.4 m/s 时,每个振动周期内从振子上脱落了两个旋转方向相反、涡强基本相等的单独的涡,这种尾涡模式是 $2S$ 模式^[19];当间距为 $3.4D$,流速为 0.7 m/s 时,以及间距为 $5.0D$,流速为 0.4 m/s 时,每个振动周期内从振子上脱落两个涡对,每个涡对中两个涡的旋转方向相反,第一个涡的涡强大于第二个涡,这种尾涡模式是 $2P$ 模式^[19];当间距为 $3.4D$,流速为 1.0 m/s 时,以及间距为 $4.2D$,流速为 0.7 m/s 时,每个振动周期内从振子两侧各脱落一对涡,每对涡中两个涡的旋转方向相同,但两个涡对的旋转方向相反,这种尾涡模式是 $2C$ 模式^[19];当间距为 $4.2D$,流速为 1.0 m/s 、以及间距为 $5.0D$,流速为 0.7 m/s 与流速为 1.0 m/s 时,每个振动周期内从振子上脱落一个旋转方向相反的涡对和一个单独的涡,这种尾涡模式是 $P+S$ 模式^[20],这种模式比上述模式更为复杂。

如图 14~15 所示,可直观对比相同流速、不同间距下的振子尾涡脱落图。振子振幅大小与漩涡尾流宽度、剪切层长度、漩涡形成位置等因素有关。由图 14(b)可知,流速为 0.8 m/s ,间距为 $3.4D$ 时,漩涡尾流宽度较大,剪切层长度较短,漩涡形成位置离圆柱振子较近,这会造成在此工况下,振子的振幅较大;与之相比,流速为 0.8 m/s ,间距为 $5.0D$ 时,漩涡尾流宽度较小,漩涡形成位置离圆柱振子较远,此时振子受力较小、振幅较小。由图 14(b)~(e)可知,在流速 0.8 m/s 时,随着间距的增大振幅会减小。这与 3.2 节中所得结论相符。

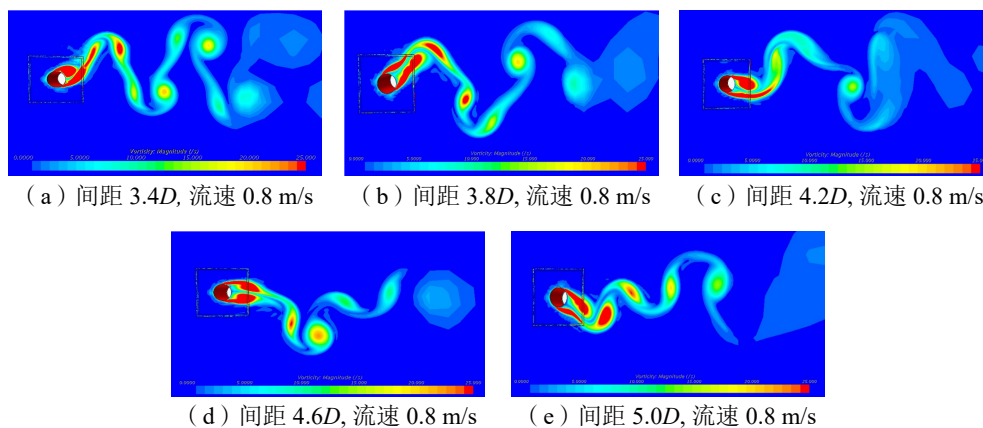


图 14 流速 0.8 m/s 不同间距下的尾涡脱落图

Fig.14 Wake vortex shedding diagram at different spacings at a flow velocity of 0.8 m/s

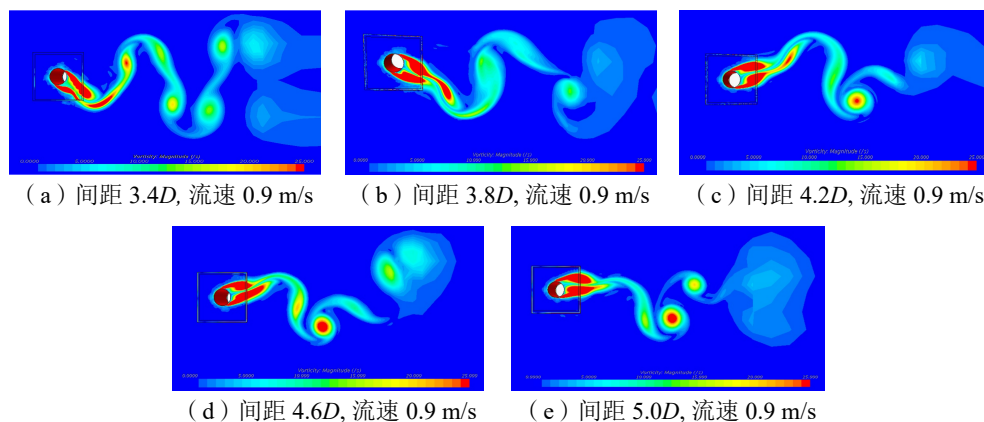


图 15 流速 0.9 m/s 不同间距下的尾涡脱落图

Fig.15 Wake vortex shedding diagram at different spacings at a flow velocity of 0.9 m/s

由图 15(a)可知,剪切层之间的“切断”(pinch off)作用^[21]相比于其他来说更为显著,这导致流速为 0.9 m/s,间距为 3.4D 的情况下的脱涡频率较高,也符合 3.2 节所得结论。

3.4 3.8D 工况下振子锁定象分析

由图 11 可知,间距 3.8D 工况下,振子振幅比随流速的增加逐渐增大,在 0.8 m/s 流速下振幅比最大,即振幅达到最大,依照斯特劳哈尔关系,脱涡频率随流速的增加而增加,当脱涡频率接近自振频率时,会发生共振现象,间距 3.8D 工况下在 0.8 m/s 流速时发生共振,达到振幅最大值。0.8~1.0 m/s 流速内振幅比仍保持较大,不同于其他间距工况。由图 12 可知,0.8~1.0 m/s 流速内振子振动频率变化很小,保持在 1.25 Hz 左右。这是由于在间距 3.8D 工况下 0.8~1.0 m/s 流速内发生锁定现象,导致振子振幅较大。图 16 为间距 3.8D 下振子在静水中的自振频谱图。由图可以看到在间距 3.8D 工况下系统的自振主频为 0.955 Hz,即系统的固有频率 $f_{n,w}$ 为 0.955 Hz,受附加质量的影响,在系统固有频率附近较广的区域,圆柱振子会发生“锁定”(lock-in)现象,在一定流速范围内,脱涡频率锁定在圆柱振子振动频率上且不受斯特劳哈尔关系的影响。

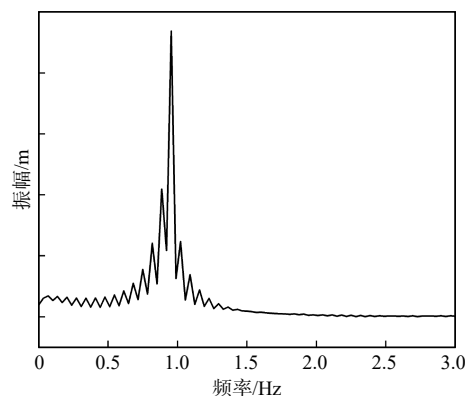


图 16 3.8D 工况下系统自振频谱图

Fig.16 Self-vibration spectrum of the system under 3.8D spacing

为进一步探究磁悬浮系统间距与水流流速对振子锁定现象发生的影响,在间距 3.8D 流速 1.0 m/s 周边新增了四组工况,分别为:间距 3.8D,流速 0.95 m/s,间距 3.8D,流速 1.05 m/s,间距 3.6D,流速 1.0 m/s,间距 4.0D,流速 1.0 m/s。计算了四种工况下的振幅比与频率,结果见图 17。如图所示,间距 3.8D,流速 0.95 m/s 工况下振幅比为 0.83,频率为 1.259 Hz,此工况下振幅依然较大,频率也依然锁定在 1.25 Hz 左右;间距 3.8D,流速 1.05 m/s 工况下振幅比为 0.804,频率为 1.306 Hz,此工况下振幅减小,频率增大不再锁定;间距 3.6D,流速 1.0 m/s 工况下振幅比为 0.78,频率为 1.447 Hz;间距 4.0D,流速 1.0 m/s 工况下振幅比为 0.69,频率为 1.122 Hz。不同间距的两组工况振幅均较小,频率与 1.25 Hz 差距较大,不属于锁定现象。由此可以看出,锁定现象集中发生在流速为间距 3.8D 工况下的 0.8~1.0 m/s 流速区间。

图 18 为 3.8D 间距下的振子尾涡脱落图。0.8 m/s 流速时尾涡为 2C 模式,0.9 m/s、1.0 m/s 流速时尾涡为 P+S 模式,说明 0.9 m/s 与 1.0 m/s 流速下振子振幅响应更为相似。0.8 m/s 流速时尾流宽度最大,此时振幅最大;0.8~1.0 m/s 流速内的尾涡图剪切层长度相差不大,与其他流速相比剪切层长度较小,漩涡形成的位置均离圆柱振子较近,说明 0.8~1.0 m/s 流速内的振子振幅均较大。

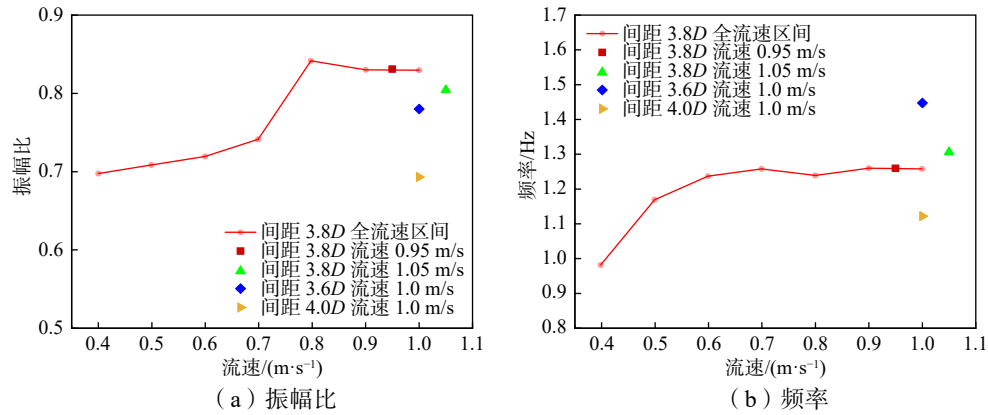


图 17 四种工况的自锁情况

Fig.17 Lock-in conditions under working conditions

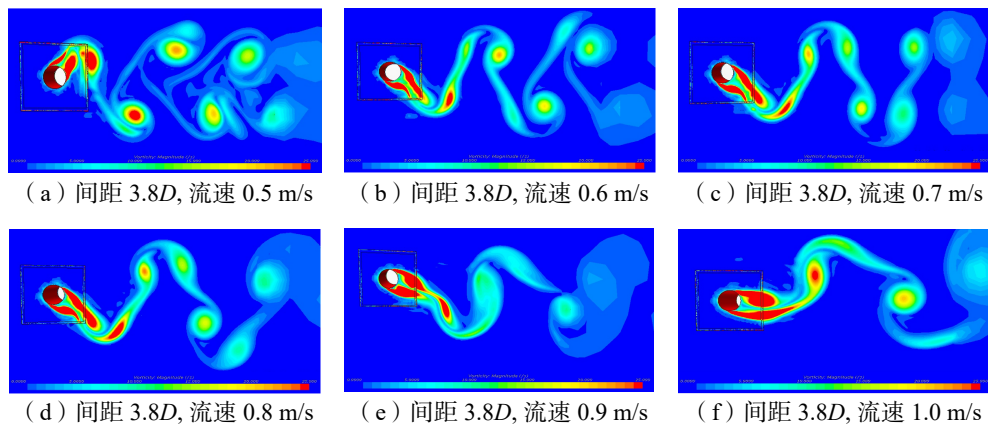


图 18 间距 3.8D 不同流速下的尾涡脱落图

Fig.18 Wake vortex shedding diagram at different flow velocities at a spacing of 3.8D

4 结 论

磁悬浮支撑系统刚度容易调节,可达到不同流速下的最优振动效果,在磁悬浮系统的支撑下,会形成一个磁-流-固的耦合系统,因此耦合振动特性是研究的重点。本文对磁悬浮支撑圆柱振子流致振动进行了仿真数值模拟,主要对不同间距磁悬浮支撑下振子流致振动的振动响应与尾涡形态进行了分析。经分析发现:

(1)磁悬浮支撑振子流致振动过程中的振幅比在整个流速区间内,随着流速的增加先增大再减小,存在共振区间,在共振区间内振子的振幅比达到最大值,当流速超过共振区间后,振子振幅比随着流速增加而减小。间距对振子的振动影响很大,如 3.8D 工况下,振子在整个流速区间上都能维持较大振幅比,在流速 0.8 m/s 下获得振子最大振幅比 0.844。

(2)磁悬浮支撑振子流致振动过程中的频率在整个流速区间内,随着流速的增加,整体上频率会随之增加。振子振动频率随着磁悬浮系统的间距增大而减小,振子流速 0.9 m/s,间距 3.4D 下,振子的最大振动频率能达到 1.62 Hz。间距也会对频率增长趋势造成影响,随着间距增大,永磁弹簧的磁力减小,频率增长平缓甚至保持不变。

(3)尾涡脱落形态的不同会导致振幅特性的不同,根据尾涡宽度、剪切层长度、漩涡形成位置、“切断”作用等因素可以判断振子的振幅比与频率的大小情况。尾涡模式随着间距与流速的增大而变得更为复杂,在整个流速区间内出现了 4 种尾涡模式。

(4)间距 $3.8D$ 工况下 $0.8\sim 1.0$ m/s 流速内发生锁定现象,脱涡频率锁定在圆柱振子振动频率 1.25 Hz 左右,且不受斯特劳哈尔关系的影响,使得振子振幅一直保持较大。锁定现象集中发生在间距 $3.8D$ 工况下的共振流速区间。说明间距对于振子振幅比的影响并不是单纯的线性关系,只要选择合适的参数,磁悬浮系统支撑振子可以在更宽流速范围内保持较大的振幅比。

参 考 文 献:

- [1] Bernitsas M M, Raghavan K, Ben-Simon Y, et al. VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A new concept in generation of clean and renewable energy from fluid flow[J]. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 2008, 130(4): 5–14.
- [2] Lee J H, Bernitsas M M. High-damping, high-Reynolds VIV tests for energy harnessing using the VIVACE converter[J]. *Ocean Engineering*, 2011, 38(16): 1697–1712.
- [3] Sun Hai, Kim E S, Gary N, et al. Effect of mass-ratio, damping, and stiffness on optimal hydrokinetic energy conversion of a single, rough cylinder in flow induced motions[J]. *Renewable Energy*, 2016, 99: 936–959.
- [4] 罗竹梅. 海流能发电涡激振动驱动的水动力特性及能量获取研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2016.
Luo Zhumei. Research on hydrodynamic characteristics and harvesting energy in ocean current power generation driven by VIV[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2016. (in Chinese)
- [5] Bai Xu, Chen Yun, Sun Hai, et al. Numerical study on ocean current energy converter by tandem cylinder with different diameter using flow-induced vibration[J]. *Ocean Engineering*, 2022, 257: 11539.
- [6] Bai Xu, Sun Meng, et al. Prediction model of kinetic energy conversion of tandem dual-oscillator based on flow-induced vibration experiment[J]. *China Ocean Engineering*, 2022, 36(5): 707–719.
- [7] 徐万海. 倾斜圆柱结构涡激振动研究进展[J]. *力学学报*, 2022, 54(10): 2641–2654.
Xu Wanhai. Research progress on vortex-induced vibration of inclined cylindrical structures[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2022, 54(10): 2641–2654. (in Chinese)
- [8] Kim E S, Sun Hai, et al. Development of an alternating lift converter utilizing flow-induced oscillations to harness horizontal hydrokinetic energy[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, 145: 2–14.
- [9] 白旭, 邵禄宇. 磁悬浮支撑的刚性圆柱振子流致振动幅频特性分析[J]. *太阳能学报*, 2023, 44(2): 210–217.
Bai Xu, Shao Luyu, et al. Analysis of flow-induced vibration amplitude-frequency characteristics of rigid cylindrical oscillator supported by permanent magnet suspension[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2023, 44(2): 210–217. (in Chinese)
- [10] Mann B P, Sims N D. Energy harvesting from the nonlinear oscillations of magnetic levitation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 319: 515–530.
- [11] 李小超, 徐伟, 周熙林, 等. 涡激振动发电装置水动力及功率特性实验研究[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2018, 52(7): 1370–1375.
Li Xiaochao, Xu Wei, Zhou Xilin, et al. Experimental study on hydrodynamic and power characteristics of vortex-induced vibration based power generator[J]. *Journal of Zhejiang University(Engineering Science)*, 2018, 52(7): 1370–1375. (in Chinese)
- [12] 龙天渝, 童思陈. 流体力学(第二版)[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2018.
Long Tianyu, Chen Sichen. Fluid mechanics (Second Edition) [M]. Chongqing: Chongqing University Press, 2018. (in Chinese)
- [13] 张钢, 张坚, 张海龙, 等. 基于等效磁荷法用蒙特卡洛法计算永磁轴承磁力[J]. *轴承*, 2013(10): 1–4.
Zhang Gang, Zhang Jian, Zhang Hailong, et al. Calculation on magnetic force for permanent magnetic bearings by Monte Carlo method based on equivalent magnetic charge method[J]. *Bearing*, 2013(10): 1–4. (in Chinese)
- [14] 贾晓荷. 单圆柱及双圆柱绕流的大涡模拟[D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
Jia Xiaohu. Large eddy simulation of flow around one and two circular cylinders[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2008. (in Chinese)
- [15] 曲宝旭. 基于CFD重叠网格方法的输电导线流固耦合研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.

- Qu Baoxu. Research on fluid-solid coupling of transmission lines based on CFD overlapping grid method[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019. (in Chinese)
- [16] 洪洁崧. 模拟圆柱涡致振动问题的重叠网格法[J]. 科学技术与工程, 2007, 7(9): 1840–1843.
Hong Jiesong. Overlapping grid method for vortex-induced vibrations of an elastic circular cylinder[J]. Science Technology and Engineering, 2007, 7(9): 1840–1843. (in Chinese)
- [17] 王秀和. 永磁电机[M]. 北京: 中国电力出版社, 2017.
Wang Xiuhe. Permanent-magnet machine[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2017. (in Chinese)
- [18] 贾东方. 一种径向永磁轴承设计与研究[J]. 机械设计与研究, 2010, 26(2): 38–42.
Jia Dongfang. Study and design of a radial permanent magnet bearing[J]. Machine Design and Research, 2010, 26(2): 38–42. (in Chinese)
- [19] 宋立群, 及春宁, 张晓娜. 斑海豹胡须涡激振动及其尾流循迹机理直接数值模拟[J]. 力学学报, 2021, 53(2): 395–412.
Song Liqun, Ji Chunying, ZHANG Xiaona. Vortex-induced vibration and wake tracing mechanism of harbor seal whisker: A direct numerical simulation[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2021, 53(2): 395–412. (in Chinese)
- [20] Singh S P, Mittal S. Vortex-induced oscillations at low Reynolds numbers: Hysteresis and vortex-shedding modes[J]. Journal of Fluids and Structures, 2005, 20: 1085–1104.
- [21] 张晓娜, 及春宁, 等. 正三角形排列刚性耦合三圆柱涡激振动特征及尾涡模式[J]. 振动与冲击, 2021, 40(12): 132–141.
Zhang Xiaona, Ji Chunying, et al. Vortex-induced vibration features and wake modes of three rigidly coupled circular cylinders in equilateral triangular arrangements[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(12): 132–141. (in Chinese)