

上海交通大学硕士学位论文

顶部张紧式柔性双立管涡激振动数值研究

硕士研究生：武 磊

学 号：117010910250

导 师：刘成 副教授

申 请 学 位：工程硕士

学 科：船舶与海洋工程

所 在 单 位：船舶海洋与建筑工程学院

答 辩 日 期：2020 年 1 月

授予学位单位：上海交通大学

Dissertation Submitted to Shanghai Jiao Tong University
for the Degree of Master

**Numerical Study of Vortex-Induced Vibrations of Two
Top-Tensioned Flexible Risers**

Candidate:	Wu Lei
Student ID:	117010910250
Supervisor:	Assoc. Prof. Liu Cheng
Academic Degree Applied for:	Master of Engineering
Speciality:	Naval Architecture and Ocean Engineering
Affiliation:	School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering
Date of Defence:	Jan, 2020
Degree-Conferring-Institution:	Shanghai Jiao Tong University

上海交通大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文《顶部张紧式柔性双立管涡激振动数值研究》，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

日期： 年 月 日

上海交通大学

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权上海交通大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密，在___年解密后适用本授权书。
本学位论文属于
 不保密。

（请在以上方框内打“√”）

学位论文作者签名：

指导教师签名：

日期： 年 月 日

日期： 年 月 日

顶部张紧式柔性双立管涡激振动数值研究

摘要

柔性立管是海洋油气生产系统的重要组成部分之一，在其自重、顶部张力以及海流等载荷的作用下，易产生涡激振动。在实际工程中，海洋立管常以立管群的形式出现，立管间的相互影响使得多立管涡激振动更为复杂。目前关于柔性多立管涡激振动的研究主要集中于双立管，并且数值研究十分有限。本文对 viv-FOAM-SJTU 求解器进行双立管涡激振动求解功能的扩充，并在此基础上对顶部张紧式柔性双立管涡激振动问题进行数值研究。

本文首先对 viv-FOAM-SJTU 求解器的流场、结构计算、流固耦合插值以及输入输出模块进行修改，实现双立管涡激振动求解功能的扩充，并通过对均匀流中单立管以及阶梯流中串列双立管涡激振动进行数值模拟，验证了求解器的有效性。

之后，本文研究了浸没长度对串列双立管涡激振动的影响。浸没长度对双立管横流向位移响应的影响未表现出明显的规律性，且双立管的横流向频率响应十分接近，主振模态均为一阶；当浸没长度为 $0.55L$ 和 $0.7L$ 时，双立管顺流向发生高频低幅振动，其中上游立管表现为纯二阶振动模态，而下游立管表现出多模态振动特性。双立管的顺流向振动平衡位置随浸没长度增加向流动方向偏移。

最后，本文研究了不同布置形式下的柔性双立管涡激振动。串列布置工况中，立管间距对下游立管涡激振动响应的影响较大。下游立管的横流向位移随立管间距增加而增大，且增长幅度逐渐减小，顺流向主振频率低于单立管，表现为明显的一阶宽频振动；并列布置工况中，下侧立管位移均大于单立管，双立管的其余振动响应特性基本不受立管间距影响；错列布置工况中，上游立管的位移随错列角度的增

大而增加，其频率响应则基本不受影响。下游立管横流向频率基本不受错列角度影响，而位移在错列角度为 0° ， 20° ， 90° 时大于相同工况中的单立管，在错列角度为 40° ， 60° 时与单立管基本相同。下游立管顺流向的最大位移在错列角度不为 0° 时大于单立管，而频率响应中的一阶频率比重随错列角度的增大而减小，逐渐接近于单立管。

关键词：涡激振动，柔性双立管，浸没长度，布置形式，viv-FOAM-SJTU 求解器

NUMERICAL STUDY OF VORTEX-INDUCED VIBRATIONS OF TWO TOP-TENSIONED FLEXIBLE RISERS

ABSTRACT

Flexible riser is one of the important components of the offshore oil and gas production system. It is prone to vortex-induced vibration under the load of its own weight, top tension and ocean current. In practical engineering, marine risers often appear in the form of riser groups. The interaction between risers makes multi-riser vortex-induced vibration more complicated. At present, the research on vortex-induced vibration of flexible multi-risers is mainly focused on two risers, and the numerical research is very limited. In this paper, the viv-FOAM-SJTU solver is extended to solve the problem of vortex-induced vibration of two risers. Based on this, the vortex-induced vibration of two flexible risers with top tension is numerically studied.

In this paper, the flow field, structural calculation, fluid-solid coupling interpolation and input-output modules of the viv-FOAM-SJTU solver are firstly modified to realize the expansion of the vortex-induced vibration solution of two risers, and the effectiveness of the solver is verified by numerical simulations of vortex-induced vibration of an isolated riser in uniform flow and two tandem risers in stepped flow.

Then, the effect of immersion length on the vortex-induced vibration of two tandem risers is studied. The influence of immersion length on the crossflow displacement responses of two risers is not obvious, the crossflow frequency responses of two risers are very close, and the crossflow dominant vibration modes are all first order. When the immersion length is $0.55L$ and $0.7L$, the high frequency and low amplitude vibration occurs in the in-line direction of two risers, in which the

upstream riser shows pure second order vibration mode, while the downstream riser shows multi-modal vibration characteristics. With the increase of immersion length, the in-line vibration equilibrium positions of two risers shift toward the flow direction.

Finally, vortex-induced vibration of two flexible risers with different arrangements is studied in the paper. In the conditions of tandem arrangements, the riser spacing has a greater influence on the vortex-induced vibration response of the downstream riser. The crossflow displacement of the downstream riser increases with the increase of the riser spacing, and the growth rate decreases gradually. The dominant vibration frequency of the downstream riser is lower than that of the isolated riser, which shows obvious first-order broadband vibration. In the conditions of side-by-side arrangements, the displacements of the lower riser are greater than that of the isolated riser, and the residual vibration response characteristics of the two risers are basically not affected by the riser spacing. In the conditions of staggered arrangements, the displacement of the upstream riser increases with the increase of stagger angle, the frequency response is basically not affected. The crossflow frequency of the downstream riser is basically not affected by the stagger angle, while the displacement is greater than that of the isolated riser in the same working condition when the stagger angle is 0° , 20° , 90° , and is basically the same as that of the isolated riser when the stagger angle is 40° , 60° . The in-line maximum displacement of the downstream riser is greater than that of the isolated riser when the stagger angle is not 0° , while the first-order frequency proportion in the frequency response decreases with the increase of the stagger angle, and gradually approaches to the isolated riser.

KEY WORDS: Vortex-induced vibration, two flexible risers, immersion length, arrangements, viv-FOAM-SJTU solver

目 录

顶部张紧式柔性双立管涡激振动数值研究	I
摘 要	I
ABSTRACT	III
第一章 绪论	1
1.1 研究背景及意义	1
1.2 柔性立管涡激振动研究现状	3
1.2.1 柔性单立管涡激振动研究	5
1.2.2 柔性双立管涡激振动试验研究	13
1.2.3 柔性双立管涡激振动数值研究	18
1.3 本文主要工作	19
第二章 数值方法	21
2.1 viv-FOAM-SJTU 求解器介绍	21
2.1.1 求解器基本计算框架	21
2.1.2 求解器各计算模块的数值方法	22
2.2 双立管涡激振动求解功能的扩充	26
2.3 数值结果分析方法	28
2.3.1 时域分析	28
2.3.2 频域分析	29
2.3.3 模态分析	30
2.4 本章小结	32
第三章 试验模型验证计算	33
3.1 单立管模型试验验证计算	33
3.2 串列双立管模型试验验证计算	38
3.3 本章小结	43
第四章 不同浸没长度下串列双立管涡激振动数值研究	45
4.1 计算模型及工况设置	45
4.2 上游立管涡激振动响应特性	46
4.3 下游立管涡激振动响应特性	51
4.4 流场分析	57

4.5 本章小结	61
第五章 不同布置形式下柔性双立管涡激振动数值模拟	63
5.1 计算模型及工况设置	63
5.2 串列柔性双立管涡激振动	65
5.2.1 上游立管振动响应分析	65
5.2.2 下游立管振动响应分析	68
5.3 并列柔性双立管涡激振动	73
5.3.1 上侧立管振动响应分析	73
5.3.2 下侧立管振动响应分析	76
5.4 错列柔性双立管涡激振动	80
5.4.1 上游立管振动响应分析	80
5.4.2 下游立管振动响应分析	83
5.5 本章小结	86
第六章 结论与展望	89
6.1 全文结论	89
6.2 研究展望	91
参 考 文 献	93
致 谢	103
攻读硕士学位期间已发表或录用的论文	105

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

地球 71% 的表面积为海洋所覆盖，海洋油气资源的储量较陆地更为丰富。随着全球经济的快速发展，人类对油气资源的需求越发增大，人们对油气资源的开采逐渐从陆地转向浅海乃至深海。尽管海洋油气资源十分丰富，但是复杂的海底地质条件以及恶劣的海洋环境使得海洋油气资源的开采难度较陆地开采要大许多。海洋油气资源的开发往往需要依托海洋平台进行，立管是连接海底钻井口与海洋平台并保证油气资源运输的重要设备，同时也是平台结构中最为薄弱的环节之一，其中顶部张紧式立管是所有立管类型中应用较为广泛的一种。

立管是海洋平台结构中较为薄弱的环节，既要承受自重、浮力和顶部张力，也会受顶端平台运动的影响，在海流的作用下会产生“涡激振动”（Vortex-induced vibration, VIV）。涡激振动现象广泛存在于海洋工程、航空工程以及土木工程等工程领域中，是一种高度非线性的流场与结构物相互作用时发生的流体弹性失稳现象。这种流固耦合现象极为复杂，这是由于流体经过结构物两侧时会交替脱落产生漩涡引起结构振动，因此称为涡激振动。立管的涡激振动频率接近其结构振动固有频率时，会发生“锁定”现象，即立管振动响应幅值明显增大，进而造成严重的疲劳损伤甚至结构破坏。近年来，随着海洋油气资源的开发进一步向深远海发展，海洋立管的长细比迅速增大，甚至超过 1000，同时立管数量从单立管逐渐发展为双立管、多立管。由于波、流以及波流耦合在深海中更为明显，且结合大长细比立管自身的结构特性，更易产生高阶模态的立管涡激振动，导致结构失效甚至引发重大安全事故。因此，如何准确预报深海细长柔性立管的涡激振动响应已成为国内外海洋工程领域的一个重要研究课题。

目前已有大量学者对立管涡激振动问题开展了广泛研究，包括对立管结构参数、流场载荷以及顶部平台运动影响的研究。研究方法包括模型试验、经验/半经验模型和计算流体动力学（Computational fluid dynamics, CFD）模拟。模型试验是研究细长柔性立管涡激振动响应的一个重要手段，具有较高的可信度。然而，受试验水池条件以及试验设备的限制，开展模型试验的难度较大，难以实现对大长细比立管以及高雷诺数工况下的试验测量。同时，模型试验需要投入大量人力、物力及财力。这些因素给模型试验带来了较大的挑战；经验/半经验模型是通过对

试验数据进行归纳和统计分析,以获得立管涡激振动响应与试验参数的数学关系,在工业领域应用较为普遍,可对立管的横流向涡激振动响应进行简单快速的预报。经验/半经验模型依赖于已有的模型试验数据,且不考虑涡激振动的物理机制,不能提供立管流向振动响应,也不能体现立管振动的多模态特性。因此,经验/半经验模型法具有明显的局限性;CFD 模拟则是通过耦合求解流场和结构动力学方程,获得每个时刻的流场信息及结构位移响应。该方法的物理机制较强,能够给出立管在横流向及顺流向的涡激振动时域响应,并反映出立管振动的多模态特性,是目前立管涡激振动的研究热点。对于大长细比的柔性立管,采用全三维时域模拟对计算资源的消耗巨大,Herfjord 等^[1]提出了切片法并证明了其正确性,通过在立管轴向均匀布置流场切片以求解此类超大计算域问题,可有效节省计算资源。并且,随着计算机性能的飞速提升,对大长细比立管涡激振动的全三维精细模拟也将变得可行。

尽管目前关于立管涡激振动问题已有大量研究,但是多数研究围绕单立管展开,研究其结构参数(如立管长细比、质量比、弯曲刚度等)、流场剖面、顶部平台运动影响以及涡激振动抑制装置等。然而随着深海中海洋平台立管数量的增加,多立管涡激振动问题越发常见。相较于单立管涡激振动,立管间距的影响以及立管间的尾流干扰使得多立管涡激振动响应更为复杂,且更容易表现出多模态振动特性。因此研究人员开始进行柔性双立管涡激振动的试验研究,但数值研究仍相对较少。柔性双立管之间主要存在两种干扰形式,即尾流干扰和间距干扰。当一根立管部分或完全处于另一根立管的尾流之中时,会产生尾流干扰;当柔性双立管距离很近,任何一根立管却都不在另一根立管的尾流中,则会产生间距干扰。柔性双立管存在串列、并列以及错列三种布置形式,串列双立管之间常发生尾流干扰,此时上游立管的漩涡生成会受到抑制;距离较近的并列双立管之间常发生间距干扰,此时双立管的尾部泻涡会存在频率或相位同步;错列双立管之间则可能同时存在尾流干扰和间距干扰,影响机制更为复杂。另外,随着立管间距的改变,柔性双立管间的干扰程度也会存在差异。因此,柔性双立管涡激振动问题十分复杂,需要对其进行深入研究。

基于以上背景,有必要针对双立管涡激振动问题,对不同布置形式下的双立管涡激振动进行数值研究,说明其振动响应特征和内在机理,以为工程应用提供一定程度的参考。本课题基于试验室自主开发的深海柔性立管涡激振动求解器 viv-FOAM-SJTU,对其进行相应修改以满足双立管涡激振动响应的求解,并通过与试验结果进行比较以验证其准确性,进而基于该求解器计算分析不同布置形式

下的顶部张紧式双立管涡激振动响应特性。

1.2 柔性立管涡激振动研究现状

迄今为止，国内外学者针对涡激振动问题开展了大量研究，从较为基础的二维圆柱涡激振动，到三维刚性圆柱振动，再到大长细比柔性立管涡激振动。研究内容涉及涡激振动发生机理、振动响应特性、结构物受力特性以及振动过程中的能量传递等多个方面。目前已有一些综述性文献对涡激振动研究进展进行了总结，其中侧重刚性圆柱涡激振动研究的有 Gabbai 和 Benaroya^[2]、Williamson^[3]、Williamson 和 Govardhan^[4-5]以及 Sarpkaya^[6]，侧重深海细长柔性立管涡激振动特性研究的有 Wan 和 Duan^[7]、Wu 等^[8]。

在涡激振动的研究中，一些常见的无量纲化参数对结构振动响应产生了较为重要的影响，这里一并给出定义。

(1) 折合速度 U_r

$$U_r = \frac{U}{f_n D} \quad (1-1)$$

其中， U 代表来流速度， D 代表圆柱直径， f_n 为圆柱的固有频率。折合速度 U_r 反映了来流速度的大小。

(2) 雷诺数 Re

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (1-2)$$

其中， ν 代表流体的运动粘性系数。雷诺数 Re 反映了惯性力与粘性力的大小关系，随着 Re 的增大，流动将从层流转变为湍流。

(3) 斯特劳哈尔数 St

$$St = \frac{f_s D}{U} \quad (1-3)$$

其中， f_s 代表涡激频率。斯特劳哈尔数 St 是涡激频率 f_s 的无量纲化结果，如图 1-1^[9] 所示为斯特劳哈尔数 St 随雷诺数 Re 的变化。研究表明， St 在亚临界区内约等于常数 0.2。

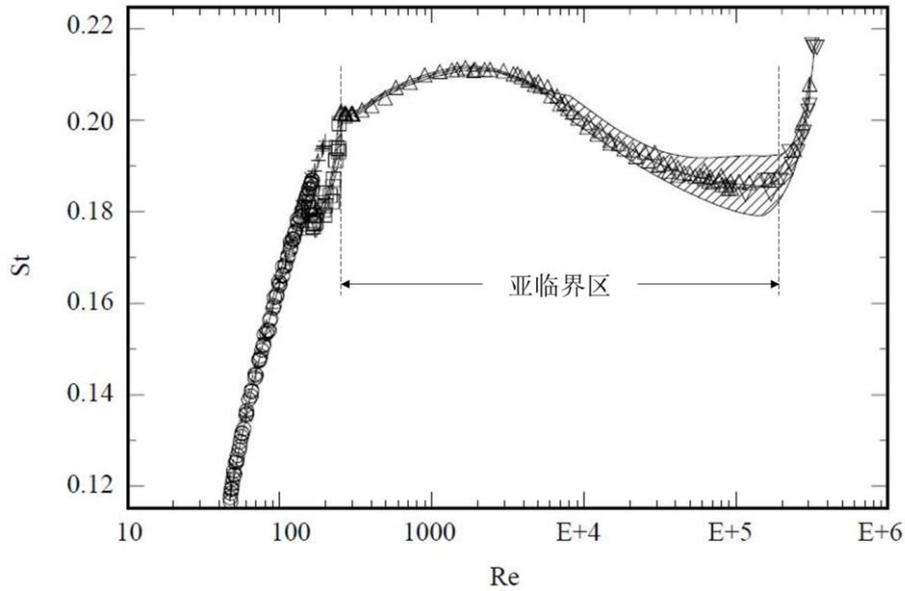


图 1-1 斯特劳哈尔数 St 随雷诺数 Re 的变化关系^[9]
 Fig.1-1 Strouhal number St as a function of Reynolds number Re ^[9]

(4) 长细比 a^*

$$a^* = \frac{L}{D} \quad (1-4)$$

其中, L 代表圆柱长度。长细比 a^* 反映了圆柱长度与直径的大小关系, 研究表明在其他参数条件相同的情况下, 具有大长细比的圆柱在发生涡激振动时更容易产生高阶振动模态, 并表现出多模态振动特性。

(5) 质量比 m^*

$$m^* = \frac{4m}{\pi\rho_f D^2} \quad (1-5)$$

其中, m 代表圆柱线密度 (即圆柱单位长度质量), ρ_f 代表流体密度。质量比 m^* 反映了单位长度圆柱质量与排水质量的大小关系, 研究表明在其他参数条件相同的情况下, 具有较大质量比的圆柱涡激振动响应幅值会相对偏小。

(6) 阻尼比 ζ

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (1-6)$$

其中, c 代表振动系统的结构阻尼, k 代表振动系统的刚度。阻尼比 ζ 反映了系统阻尼与临界阻尼之比。

1.2.1 柔性单立管涡激振动研究

细长柔性立管涡激振动的研究方法包括模型试验方法、经验模型方法以及基于计算流体动力学（CFD）和计算结构动力学（Computational structural dynamics, CSD）的数值模拟方法。下文将对各类相关研究工作进行总结。

（1）模型试验研究

目前，国内外研究学者已针对细长柔性立管涡激振动开展了大量的模型试验，研究了不同立管模型在不同工况下的振动响应特性。相较而言，国外的涡激振动研究起步较早，研究结果也更为丰富，其中尤以荷兰代尔夫特水力学试验室和挪威海洋技术研究所（Marintek）的研究工作最为丰富。

Chaplin 等^[10]依托荷兰代尔夫特水力学试验室开展了阶梯流中柔性单立管的涡激振动试验。试验选取的立管模型长细比 a^* 为 469，立管处于阶梯流中，立管下部 45% 的长度处于均匀来流中，立管上部 55% 的长度处于静水中，试验装置布置如图 1-2^[10]所示。试验共测量了五个系列工况，对应的顶张力范围为 389N-1925N，雷诺数范围为 2500-25000。试验结果表明，随着流速增加，立管横流向的主振模态可达 8 阶，并且表现出明显的多模态振动特性，如图 1-3^[10]所示为顶张力 958N，来流速度 1m/s 时立管横流向振动的模态权重。在存在多模态振动响应的情况下，柔性立管的阻力系数比相同雷诺数下的固定圆柱高出 120%，并且立管顺流向及横流向的整体位移响应表现出了与模态组成的强相关性。Huera-Huarte^[11]在其博士论文中基于该立管模型开展了系列试验，研究分析了各工况下裸管及表面粗糙立管的振动响应特性及立管展向的水动力特性。该系列试验为立管涡激振动数值模拟研究提供了丰富的数据，被大量学者引用以验证数值模拟结果的准确性。

Huera-Huarte 和 Bearman^[12,13]在伦敦帝国理工学院航空系的水槽试验室中针对长细比为 94 的柔性单立管模型开展了系列试验，立管下部 40% 长度处于均匀来流中，其余部分处于空气中。立管所受顶张力的范围为 15N-110N，雷诺数 Re 处于 1200-12000 之间。该系列试验主要讨论了立管的动态响应，包括顺流向及横流向的振幅、运动轨迹、相位同步和主振频率等，以及阻力系数和尾涡模式，研究结果颇为丰富。基于该立管模型，Huera-Huarte 和 Bearman^[14]以及 Huera-Huarte 和 Gharib^[15,16]还开展了串列及并列柔性双立管的涡激振动试验研究。

Huera-Huarte 等^[17]对阶梯流中长细比分别为 158 和 187、质量比分别为 1.1 和 2.7 的柔性单立管开展了系列试验。该试验首次给出了质量比接近 1 的柔性立管涡激振动响应的试验结果。试验研究表明质量比为 1.1 的立管涡激振动响应与弹性

支撑的刚性圆柱相似，横流向及顺流向的振动响应幅值相较于质量比为 2.7 的立管有明显增大，并且低质量比的立管表现出明显的多模态振动特性。

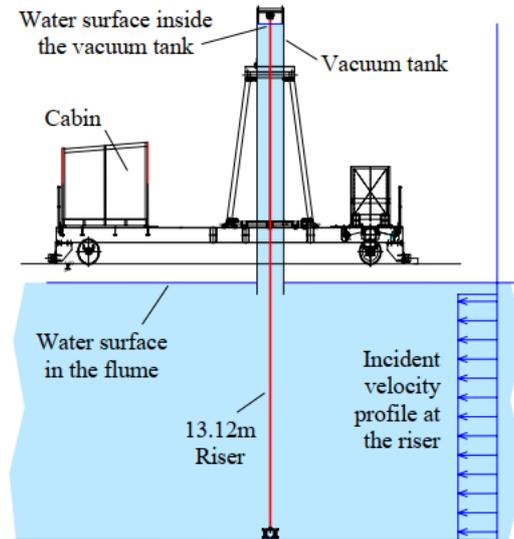


图 1-2 Chaplin 试验装置布置^[10]
Fig.1-2 Layout of Chaplin's experiments^[10]

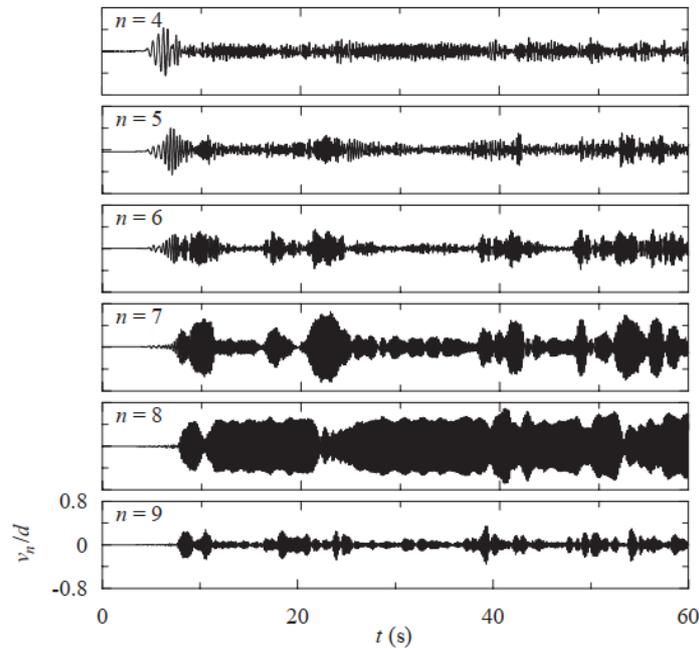


图 1-3 立管横流向振动模态权重^[10]
Fig.1-3 Modal weights of riser's cross-flow vibration^[10]

Lehn^[18]、Trim 等^[19]、Lie 和 Kaasen^[20]以及 Lie 等^[21]依托挪威深水计划（Norwegian Deepwater Programme, NDP）在挪威海洋技术研究所（Marintek）开展了关于大长细比柔性单立管涡激振动的一系列试验研究。

Lehn^[18]选用长 9.63m、长细比为 482 的柔性光滑立管及带抑制装置立管为试验模型，开展了一系列的涡激振动试验。报告中详细描述了试验条件、试验工况及试验开展过程，并给出了丰富的数据结果，为相关的数值验证计算提供了参考。

Trim 等^[19]以长 38m、长细比为 1400 的柔性立管作为试验模型，研究了均匀来流及剪切来流中的立管涡激振动响应。如图 1-4 所示，模型试验中立管水平布置。试验中将光滑立管的振动响应作为参考基准，给出了均匀流及剪切流中带螺旋侧板立管（如图 1-5 所示）的涡激振动响应结果，分析了螺旋侧板对立管涡激振动响应的抑制效果以及立管的疲劳损伤特性，同时分析了螺旋侧板覆盖率对涡激振动抑制效果的影响。该试验的数据结果颇为丰富，为后续相关研究提供了数据支撑。Modarres 等^[22]基于该系列试验数据，提出了关于立管展向各位置处的疲劳寿命的评估方法，分析了力的高阶谐波成分对立管疲劳寿命的影响。研究结果表明，当考虑水动力的高阶谐波成分时，立管疲劳寿命会显著降低。

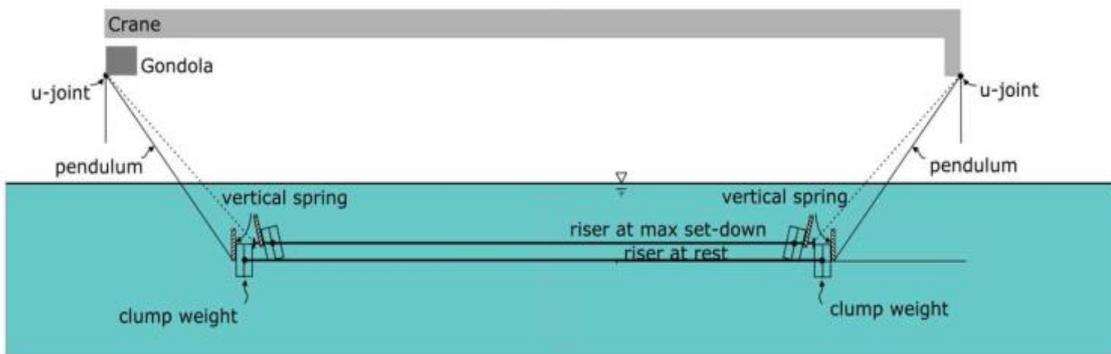


图 1-4 Trim 试验装置布置^[18]
Fig.1-4 Layout of Trim's experiments^[18]



图 1-5 带螺旋侧板立管^[18]
Fig.1-5 Risers with strake device^[18]

Lie 和 Kaasen^[20]在挪威西海岸附近开展了线性剪切流中的立管涡激振动试验，

立管模型长 90m，长细比高达 3000，试验布置如图 1-6 所示。其试验目的是研究立管涡激振动的超高阶振动模态，以及立管出现单一振动模态及多振动模态的对应工况。研究表明，立管振动响应不规律，易出现宽频带振动，而随着流速增加，不规律性越发明显，且试验中未观察到单一模态振动。

另外，Sanaati 和 Kato^[23,24]通过模型试验研究了均匀流中轴向预张力及轴向刚度对水平柔性立管涡激振动响应的影响。模型试验主要关注振幅、振动抑制以及升阻力系数等参数。研究表明，较大的预张力会导致振幅减小，升力系数明显增大，锁定区带宽变小，而较大的轴向刚度使得锁定区带宽变大。

最近，Franzini 等^[25]以长细比为 117 的柔性立管为试验模型，首次通过试验方法研究了立管顶部的运动激励对垂直立管涡激振动响应的影响。研究发现，当顶端运动激励频率为立管在静水中自然频率的 2 倍时，立管一阶振动模态的参数不稳定性伴随着涡激振动现象而发生，且这种不稳定性导致立管振幅明显增大。由于实际工程中立管顶部平台运动十分常见，这一研究具有实际的工程指导意义，且为后续数值研究提供了数据支撑。

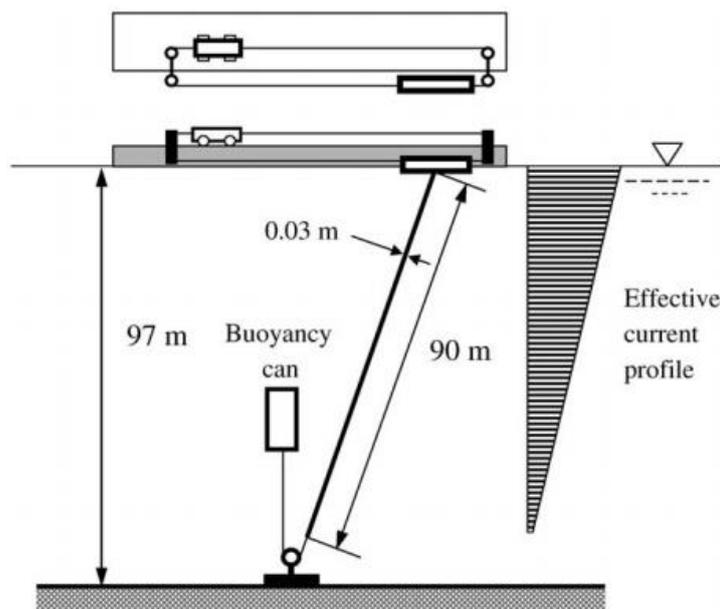


图 1-6 Lie 试验装置布置^[20]
Fig.1-6 Layout of Lie's experiments^[20]

国内的柔性立管涡激振动试验研究虽起步较晚，但也取得了较为丰富的研究成果。付世晓团队^[26-37]依托上海交通大学海洋工程国家重点试验室开展了一系列柔性单立管涡激振动试验研究，王俊高等^[26-28]研究了振荡流中的立管涡激振动响应特性，Wang 等^[29-31]研究了平台运动下的立管涡激振动响应特性，宋磊建等^[32-34]、

高云等^[35-37]研究了不同来流轮廓中的立管涡激振动；徐万海团队^[38-41]依托天津大学水动力试验室开展了柔性立管涡激振动系列试验，Xu 等^[38,39]和 Han 等^[40,41]研究了偏航角对柔性立管涡激振动的影响；中国海洋大学郭海燕团队^[42-44]针对立管涡激振动抑制装置开展了较为充分的研究。

(2) 经验/半经验模型研究

工程实际问题中多使用物理模型较为简单明确的经验及半经验模型方法进行数值预报，其中应用最广泛的是尾流振子模型（特别是 Van Der Pol 振子模型）和其改进形式。非线性振子模型被 Birkoff 和 Zarantanello^[45]在 1957 年首次提出。在此基础之上，Bishop 和 Hassan^[46]提出了用以模拟圆柱体所受流体力的 Van Der Pol 振子方程。Hartlen 和 Currie^[47]将升力系数用弱 Van Der Pol 非线性振子表示，从而用数学公式表达了 Van Der Pol 振子模型。该模型仅考虑圆柱的横流向振动，并且假设弹簧以及阻尼的约束为线性。基于该模型，圆柱的无量纲化运动方程表示如下：

$$\ddot{y}_r + 2\zeta \dot{y}_r + y_r = a\omega_0^2 c_L \quad (1-7)$$

上式是使用时间 $\tau = \omega_n t$ 进行无量纲化后的形式。 y_r 为位移的无量纲化形式，其上的点表示对时间求导， ζ 为结构阻尼比， a 是无量纲参数， ω_0 为 Strouhal 频率和圆柱固有频率之比， c_L 为升力系数。上式右端的无量纲化涡激力满足如下方程：

$$\ddot{c}_L - \alpha\omega_0 \dot{c}_L + \frac{\gamma}{\omega_0} (\dot{c}_L)^3 + \omega_0^2 c_L = b\dot{y}_r \quad (1-8)$$

式中，参数 α 、 γ 、 b 的获取需要通过将试验数据进行较为系统的回归分析，并且还需要满足 $c_{L0} = (4\alpha/3\gamma)^{1/2}$ ，其中升力幅值 c_{L0} 为同工况下静止圆柱的受力值。在选择合适参数的条件下，Hartlen 和 Currie^[47]提出的尾流振子模型能够定性地模拟很多试验现象。随着研究工作的逐渐深入，后续又发展出很多尾流振子模型。

Facchinetti 等^[48]通过分别考虑位移、速度以及加速度对尾流振子造成的耦合影响，改善了模型的动力特性，并且发现通过耦合涡激升力以及加速度能够大致定量地反映刚性圆柱的横流向振动特性。Facchinetti 等^[49]进而扩展该模型以计算柔性缆线的涡激振动响应。Srinil 和 Zanganeh^[50]采取双 Duffing Van Der Pol 模型成功预报了横流向及顺流向双向耦合的涡激振动响应。

国内，郭海燕等^[51]提出了多耦合振子模型，其横流向以及顺流向均符合 Van Der Pol 方程，并且同时考虑海洋载荷与管内流动的作用，预报了输油管横流向与顺流向耦合的涡激振动。黄维平等^[52]综合考虑横流向与顺流向耦合的影响及非线性阻尼效应，提出了改进的尾流振子模型。秦伟等^[53]提出以离散点涡强度为变量

描述尾流振子方程，建立了预报涡激振动响应的双自由度涡强尾流振子模型。

由于需要通过受迫振动试验确定尾流振子方程中涉及的经验参数，所以尾流振子模型对经验参数的依赖性较强，不同模型采用的经验参数差别较大，因此即使针对相同对象进行研究预报，所得结果也会有所不同。

经验及半经验模型源于对已有试验数据的归纳分析，在工程设计中的应用较为广泛，是目前立管结构设计的主要方式。基于试验测量数据，众多学者目前已开发出很多用于立管涡激振动分析的商业软件，如 Shear7^[54]、ABAVIV、VIVA、VIVANA、VICoMo 以及 OrcaFlex，其中尤以美国麻省理工学院 Vandiver 教授开发的 Shear7 最为著名，可用于预报均匀流或剪切流作用下的立管横流向涡激振动响应并进行疲劳分析。国内工程领域目前仍主要采用国外商业软件进行分析，然而具有自主知识产权且经过工程实际验证的预报程序有待进一步研究开发。

经验和半经验模型通过大量试验建立数据库，对试验数据进行总结分析，其计算较为简便高效。然而经验和半经验模型一般具有比较明确的适用范围，不能够较好地揭示涡激振动的内在物理机制，且只能预报立管的横流向振动响应，而无法给出顺流向振动响应。更重要的是，当计算工况超出数据库范围时，计算精度将无法得到保障^[55]。

(3) 基于 CFD 的数值模拟研究

随着计算机和高性能计算技术的飞速发展，基于 CFD 的立管涡激振动数值模拟研究在近 20 年得到了快速发展。通过离散求解流场控制方程，CFD 方法可对整个计算域进行数值模拟，给出丰富的流场信息，同时通过耦合求解流场与立管结构的相互作用可以揭示立管涡激振动的物理机制。相较于模型试验法和经验模型法，基于 CFD 的数值模拟方法更为灵活易用，无需依赖已有的试验数据，即可开展各种复杂工况下的涡激振动响应计算，并给出立管横流向及顺流向的耦合振动响应结果。尽管受限于计算资源的巨大开销，CFD 数值模拟方法目前仍无法在工程领域进行广泛应用。然而随着计算机性能的快速提升，计算资源的消耗问题将得到有效改善，因此 CFD 数值模拟方法将逐渐成为立管涡激振动研究的主流方向。

目前基于 CFD 的数值模拟方法按照所采用的湍流模式可主要分为以下四种：基于雷诺平均的 (Reynolds-averaged Navier Stokes, RANS) 方法，大涡模拟 (Large eddy simulation, LES) 方法，直接数值模拟 (Direct numerical simulation, DNS) 方法以及离散涡 (Discrete vortex method, DVM) 方法。

RANS 方法采用时均化方法处理 N-S 方程，可以反映出流场参数在时域上的

整体变化趋势，其计算效率相对较高，却难以反映瞬态流场信息。Huang 等^[56]结合 RANS 方法和带重叠网格的嵌合域分解方法，针对 Lehn^[18]的模型试验展开数值模拟，计算结果与试验结果吻合良好。进一步地，Huang 等^[57]对均匀流中长细比达 3300 的悬链线立管涡激振动进行了数值模拟。Schulz 和 Meling^[58]结合 RANS 方法和有限元方法（Finite element method, FEM），提出了多重切片法，研究了剪切流中柔性立管涡激振动问题。黄智勇^[59]基于商业软件 Fluent 的 UDF (User defined function) 功能，结合 RANS 方法和切片法进行了柔性立管横流向涡激振动研究。端木玉^[60]基于开源计算软件 OpenFOAM，自主开发了基于 RANS 方法的深海柔性立管涡激振动求解器 viv-FOAM-SJTU，针对细长柔性立管涡激振动问题开展了翔实的数值研究工作。

LES 方法采用滤波函数过滤网格尺度，并通过构建亚格子应力使得湍流模型封闭。LES 方法需要较为精密的网格，因此对计算资源的消耗较 RANS 方法更大。Willden 和 Graham^[61]结合切片法和 LES 方法对均匀流中长细比达 1544 的柔性立管涡激振动问题展开了数值研究，观察到了立管的多模态振动特性。Kamble 和 Chen^[62]基于重叠网格技术并结合 LES 方法，对长细比为 1400 和 4200 的细长柔性立管涡激振动分别展开数值模拟，分析了立管的疲劳损伤特性。Wang 和 Xiao^[63]采用 LES 方法对 Lehn^[18]的模型试验进行了全三维数值模拟，给出了立管振动轮廓、位移均方根、位移时历曲线、频率响应及运动轨迹，数值结果与试验结果吻合良好。

DNS 方法在时域内以及空间域内能够对流场进行高精度地求解，计算精度较高，同时对计算资源的需求也十分巨大，因此目前主要被用于求解刚性圆柱涡激振动问题。Evangelinos 等^[64,65]使用 DNS 方法分别模拟了固定圆柱绕流问题以及细长立管涡激振动问题。Bourguet 等^[66]采用 DNS 方法对剪切流中长细比为 200 的细长柔性立管涡激振动问题展开了数值研究，分析了立管顺流向与横流向的相位调整机制。

DVM 方法通过布置于流场中的离散涡元对尾流结构特征进行描述，采取拉格朗日法描述流体运动，难以用于求解三维问题。早期离散涡模型的难点在于准确判别出分离点的位置，部分研究人员假定分离点，另有学者则通过曲线拟合方法进行判别。Yamamoto 等^[67]和 Meneghini 等^[68]结合切片法和 DVM 方法，对柔性立管涡激振动问题进行数值求解，研究了立管与流体力间的水弹性相互作用。

根据立管模型在流场中的建模方式，也可将基于 CFD 方法的柔性立管涡激振动研究分为全三维数值模拟和基于切片法的数值模拟两类。全三维数值模拟通过

在流场中建立三维立管模型，进行全流场域的求解，可充分捕捉尾涡结构的三维特性，计算精度一般较高。Wang 和 Xiao^[63]、Holmes 等^[69]采用全三维数值模拟研究柔性立管涡激振动，数值结果与试验结果吻合良好。然而，由于深海柔性立管的轴向尺度较大，无论采用何种湍流模式，要实现全流场的三维时域求解都需要消耗巨大的计算资源，开展难度较大。为减少计算资源的消耗，提高计算效率，Herfjord 等^[1]提出了一个相对折中的切片法用于流场中立管模型的建立。切片法是沿着立管展向均匀布置若干二维切片，在各切片上采用 CFD 方法进行流场求解，并假定在切片表示的立管展向范围里，立管所受水动力能够用切片所受水动力进行插值获取，以此代替三维流场的求解。相较于经验模型，切片法不依赖试验数据或经验参数，物理机制更强；相较于全三维数值模拟，基于切片法的数值模拟对计算资源的消耗更少，计算效率更高。目前，已有众多学者通过切片法开展了大长细比柔性立管涡激振动的数值研究。如图 1-7 给出了基于切片法的流固耦合求解示意图。

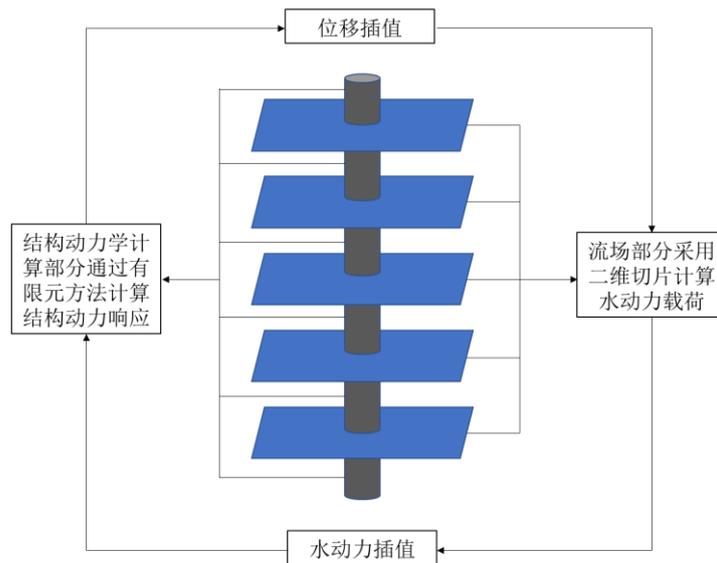


图 1-7 基于切片法的流固耦合求解示意图

Fig.1-7 Schematic diagram of fluid structure coupling solution based on strip method

基于切片法的流固耦合求解流程为：在沿立管轴向均匀布置的二维切片内进行 CFD 计算，求解流场信息及作用于切片处立管上的水动力载荷；在各切片所代表的立管长度范围内，将各切片处的水动力载荷沿立管轴向进行插值；根据作用于立管上的水动力载荷，使用有限元方法求解立管结构动力响应；将结构动力学计算部分得到的结构单元位移传递至流场部分并进行流场部分的网格更新。

Herfjord 等^[1]首次提出切片法并开发了一套流固耦合程序，黄智勇^[59]、Willden

和 Graham^[61]、Yamamoto 等^[67]以及 Meneghini 等^[68]均采用切片法开展了柔性立管涡激振动的研究。上海交通大学万德成课题组在开源 CFD 软件 OpenFOAM 的基础上自主开发出用于求解深海立管涡激振动问题的 viv-FOAM-SJTU 求解器^[60]，课题组基于该求解器开展了一系列立管涡激振动数值研究^[70-78]，包括分析不同结构参数的影响、顶端平台运动的影响以及双立管间的干扰效应等。

1.2.2 柔性双立管涡激振动试验研究

目前，随着海洋平台立管数量的增加，多立管涡激振动越发普遍。与单立管情形涡激振动问题相比，立管间的尾流干扰及立管间距的影响使得多立管涡激振动响应更为复杂^[79]。相较于单立管涡激振动，多立管涡激振动研究的开展难度更大，因此多立管涡激振动的相关研究工作相对来说仍较为缺乏，目前关于柔性多立管涡激振动的研究主要集中于双立管情形。近年来已有部分学者通过模型试验方法开展了相关研究工作，主要集中在串联、并列和错列双立管等布置形式，如图 1-8 所示，主要关注点包括不同立管间距情形中的上下游立管涡激振动响应特性以及在上游立管固定时下游立管的振动响应特性。

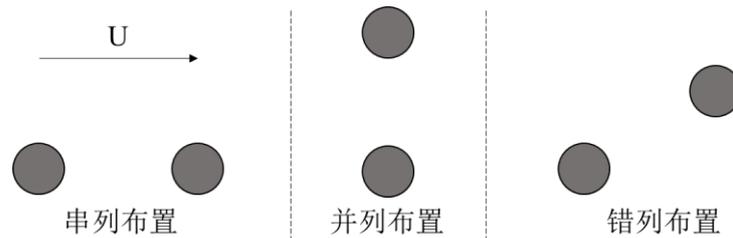


图 1-8 双立管布置形式截面图
Fig.1-8 Layout sections of two risers

国外学者开展柔性双立管涡激振动研究相比国内更早，其中以 Huera-Huarte 团队及 Sanaati 团队的研究工作最为丰富。

Huera-Huarte 和 Gharib^[15]使用 Huera-Huarte 和 Bearman^[12,13]试验中的立管模型开展并列双立管涡激振动试验。双立管置于阶梯流中，立管下部 40% 长度处于均匀来流中，其余部分处于空气中，立管中心间距分别取 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 5 倍立管直径。试验中设置了一个立管固定情况下另一个立管自由振动以及双立管均自由振动两种不同的工况，以对比分析涡激振动和尾流耦合涡激振动 (Wake coupled vortex induced vibration, WCVIV)。试验结果表明，当立管间距小于 3.5 倍立管直径时，立管横流向运动响应表现为 WCVIV，即处于 Zdravkovich^[79]中描述的偏置流区域；当立管间距大于 3.5 倍立管直径时，双立管的运动响应未表现出

同步，说明立管间的尾流耦合作用较弱，表现为独立的 VIV。单一立管固定的情形仅在双立管振动反相时会导致顺流向振幅明显增大，而当双立管振动同步时，双立管振幅几乎相同。

Huera-Huarte 和 Bearman^[14]以及 Huera-Huarte 和 Gharib^[16]以 Huera-Huarte 和 Bearman^[12,13]试验中的立管作为试验模型，分别研究了近尾流干扰区及远尾流干扰区中的串列双立管涡激振动响应。如图 1-9 所示为试验装置布置图，双立管所处的流场条件与 Huera-Huarte 和 Gharib^[15]一致，立管中心间距为 $2D-8D$ ，且双立管均可自由振动。试验结果表明，当折合速度接近锁定区域时，各种立管间距下的双立管均表现出经典的涡激振动共振，而当折合速度继续增加时，上下游立管的振动差异取决于立管间距。在激励频率接近立管自然频率的情况下，当立管间距较小时，上游立管的振幅大于下游立管，此时上游立管的振动激励主要来源于经典 VIV，且立管间距越小，上游立管的振幅越大。下游立管的振动响应既不是经典的 VIV 也不是尾流涡激振动（Wake induced vibration, WIV），而间隙涡的存在与否对 WIV 现象的出现以及下游立管的振动响应有明显影响，且下游立管在锁定区外出现了较大的振幅响应。

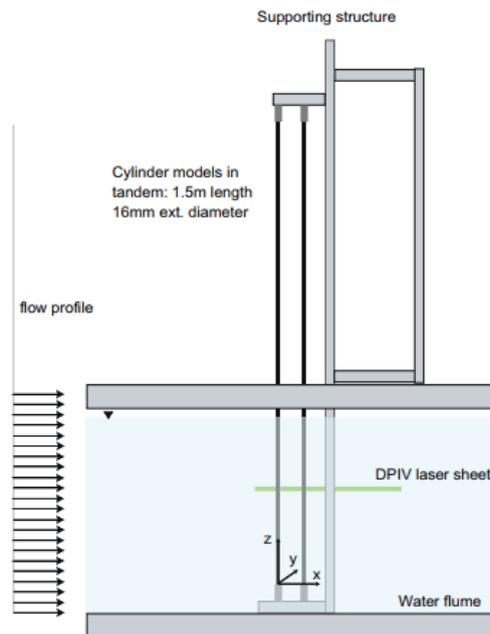


图 1-9 Huera-Huarte 试验装置布置^[14]
Fig.1-9 Layout of Huera-Huarte's experiments^[14]

Huera-Huarte 等^[80]对阶梯流中处于上游立管尾流中的细长柔性立管涡激振动开展了试验研究，如图 1-10 所示为试验装置实物布置图，上游立管保持固定，下游立管下部 53%长度处于均匀来流中且可自由振动。下游立管长细比 $a^* = 187$ ，

立管间距取 $2D-6D$ ，顶端预张力取 $200N-795N$ 。研究表明，由于上游立管的尾流影响，下游立管的振动响应表现出明显的多模态振动特性，且上游的分离来流改变了下游立管的振幅响应及模态成分。与单立管相比，下游立管在各折合速度下均表现出更大的振幅响应以及多模态特性，且与串列刚性圆柱不同的是，立管间距对下游柔性立管振幅响应的影响不大。

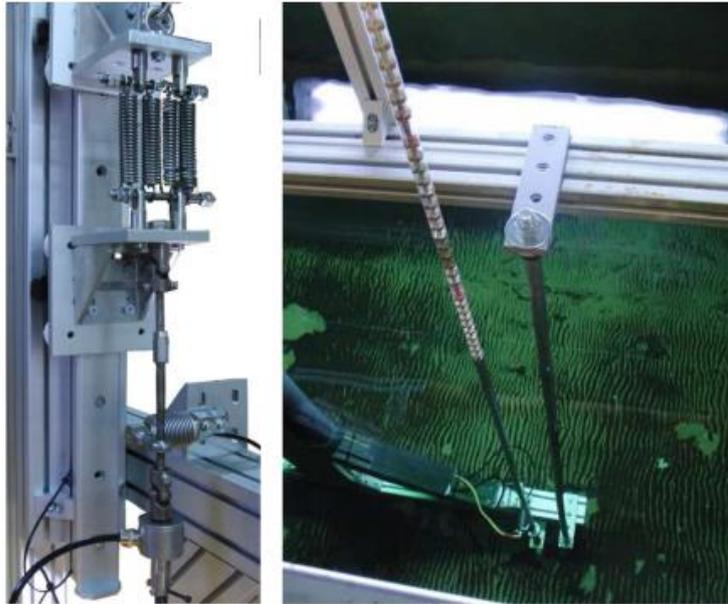


图 1-10 Huera-Huarte 试验装置实物布置^[80]

Fig.1-10 Physical layout of Huera-Huarte's experiment devices^[80]

Sanaati 和 Kato^[81-83]选取长细比 $a^* = 162$ ，质量比 $m^* = 1.17$ 的细长柔性立管作为试验模型，分别开展了均匀来流中矩形布置四立管、串列双立管及并列双立管涡激振动响应研究。如图 1-11 所示为并列双立管涡激振动试验装置的三维示意图，立管水平布置，串列双立管及矩形布置四立管的装置图与此相似。Sanaati 和 Kato^[81]将矩形布置四立管的横流向间距固定为 $2.75D$ ，顺流向间距分别取 $2.75D$ 和 $5.5D$ ，如图 1-12 所示为四立管布置示意图。试验分析了下游立管的横流向振幅比以及横流向和顺流向水动力系数和频率响应。Sanaati 和 Kato^[82]将串列双立管间距分别设置为 $2.75D$ ， $5.5D$ ， $8.25D$ 以及 $11D$ ，以研究不同立管间距下尾流干扰对立管涡激振动响应的影响。试验中未观察到下游立管的振动响应出现上端分支，所有工况中下游立管的最大振幅均出现在振动频率转变为二阶模态时。与下游立管不同，即使在立管间距很小时，上游立管的频率响应受下游立管的影响也不大。Sanaati 和 Kato^[83]进而研究了并列双立管涡激振动，立管间距分别取 $2.75D$ 和 $5.5D$ 。研究发现，当立管间距为 $2.75D$ 时，与下侧立管和单立管不同，上侧立管在横流向一

阶锁定区未表现出上端分支。由于立管间距较小时双立管振动反相，当折合速度 $4 < U_r < 6.74$ 时出现了振幅折叠区。而当立管间距增大到 $5.5D$ 时，双立管的振幅响应均与单立管基本相同。

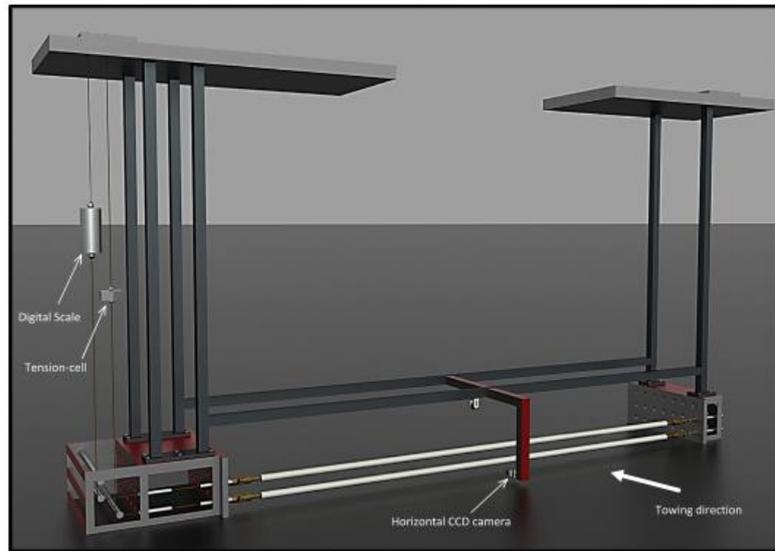


图 1-11 并列双立管涡激振动试验装置三维示意图^[83]

Fig.1-11 3D schematic diagram of VIV experiment devices for two side-by-side risers^[83]

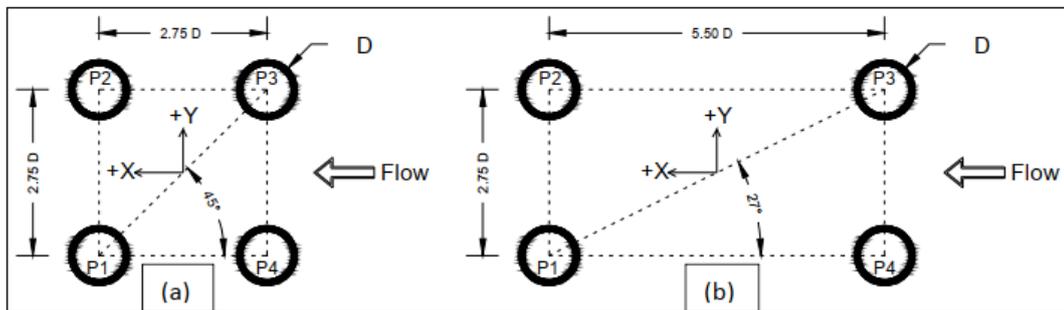


图 1-12 四立管布置示意图^[81]

Fig.1-12 Schematic diagram of the layouts of four risers^[81]

近几年，国内天津大学徐万海团队针对柔性多立管涡激振动问题开展了相关的试验研究^[84-88]，包括并列双立管、串列双立管、串列三立管及串列四立管等。立管模型均相同，长细比 $a^* = 350$ ，质量比 $m^* = 1.9$ ，弯曲刚度 $EI = 17.45 \text{Nm}^2$ ，顶张力 $T = 450 \text{N}$ ，且立管均水平置于均匀流中，如图 1-13 所示为串列双立管涡激振动试验布置图，其他立管布置形式与此相似。Xu 等^[84]和 Han 等^[85]分别研究了不同立管间距下并列双立管的涡激振动响应特性和水动力系数特性，其中立管间距分别取 $3D$ ， $4D$ ， $6D$ 以及 $8D$ 。试验结果表明，在相邻振动模态的模态转换区内，并列双立管相较于单立管更容易激发出高阶振动模态。由于立管间较强的相互影

响，并列双立管的顺流向位移振幅在所有立管间距工况中均有增大，且立管顺流向振动响应特性比横流向更为复杂。Han 等^[85]通过分析双立管的水动力系数发现，在所有工况中，双立管横流向或顺流向的脉动力系数在横流向的一阶和二阶模态共振区内均被放大，且当立管间距在 $6D$ 以内时，双立管横流向或顺流向的脉动力频率存在轻微差异。当立管间距在 $6D$ 以内时，双立管横流向或顺流向的附加质量系数表现出较大差异，且顺流向的附加质量系数在立管间距达到 $8D$ 时仍然存在差异。这些结果表明，就水动力特性而言，当立管间距在 $6D$ 以内时双立管间的尾流干扰作用较强，且立管顺流向的水动力即使在立管间距达到 $8D$ 时也明显受到立管尾流干扰的影响。

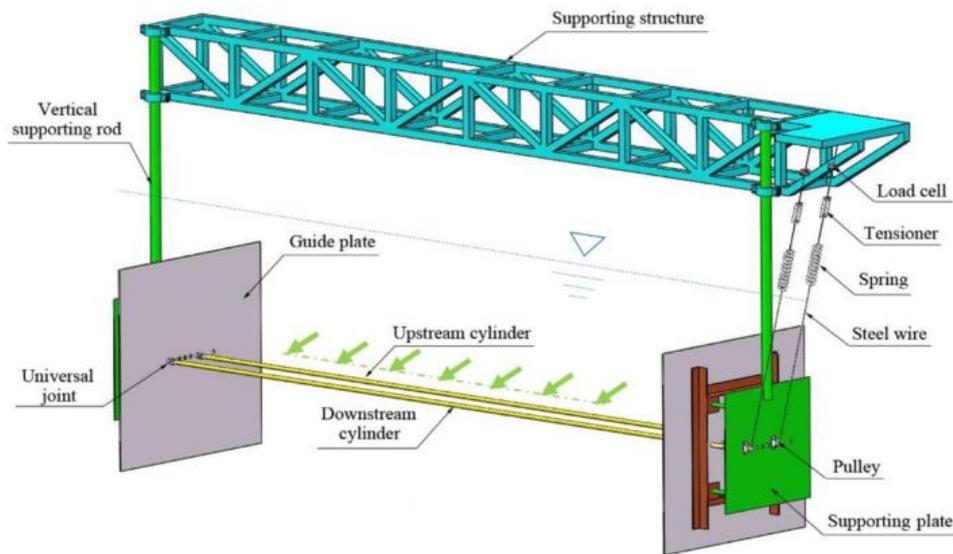


图 1-13 串联双立管布置示意图^[86]
Fig.1-13 Sketch of the layout of tandem risers^[86]

Xu 等^[86]针对均匀流中串联双立管涡激振动问题开展了系列试验，从立管应变和位移响应、主控频率和主控模态以及平均阻力系数等多个方面考察了立管间距对串联双立管的多模态涡激振动特性的影响。试验结果表明，上游立管在横流向及顺流向的应变响应均产生了高阶谐波成分，而由于尾流影响下游立管的应变响应更为复杂且无规律。试验中未观察到立管间距对上游立管的位移响应有明显影响，而上游立管强烈的尾流影响使得下游立管的位移响应与上游立管有明显区别。上游立管横流向及顺流向的主振模态和主振频率均与单立管相似，而下游立管在上游立管的尾流屏蔽作用下表现出更低的振动模态及频率。

Xu 等^[87]进而研究了螺旋侧板对间距为 $8D$ 的串联双立管涡激振动的抑制效果，从位移响应、频率响应及平均阻力系数等方面展开了分析。Wang 等^[88]在 Xu

等^[86]的研究基础上,将相邻立管间距固定为 $6D$,开展了串列三立管及串列四立管的涡激振动试验,分析了三立管系统及四立管系统的涡激振动响应特性与单立管及相同立管间距下的串列双立管的相同之处及不同之处。

另外,Allen 和 Henning^[89]及 Liu 等^[90]开展了串列双立管涡激振动试验研究,Assi^[91]及 Huang 和 Herfjord^[92]研究了不同布置形式的串列及错列双立管涡激振动特性,Lou 等^[93]开展了不同立管间距下带隔板的并列双立管涡激振动抑制试验。

1.2.3 柔性双立管涡激振动数值研究

目前关于细长柔性双立管涡激振动的数值研究主要通过 CFD 方法开展,而几乎没有基于经验及半经验公式的相关数值研究。由于细长柔性双立管涡激振动的物理机制更复杂,且数值计算模型的构建相比单立管而言更为复杂,对网格数量及网格质量均提出了更高要求,因此相较于柔性单立管涡激振动研究及柔性双立管涡激振动试验研究,目前关于柔性双立管涡激振动的数值研究工作仍比较缺乏。

作为对细长柔性双立管自由涡激振动问题在一定程度上的简化研究,部分学者通过 CFD 方法开展了二维双圆柱绕流的研究^[94-98]以及低雷诺数下弹性固定双圆柱涡激振动的研究^[99-104],以期对双圆柱涡激振动的尾涡模式、干扰效应以及振动响应分支等有更深刻的认识。

目前,部分研究人员针对大长细比柔性双立管自由涡激振动问题初步开展了一些数值研究工作。

So 和 Wang^[105]通过有限元法求解 N-S 方程,并结合欧拉-伯努利弯曲梁理论进行结构振动响应分析,对雷诺数为 800 工况下的长细比为 58 的并列双圆柱涡激振动展开了数值模拟。数值结果在整体上与试验结果吻合较好。通过短时傅里叶变换进行谱分析并使用传统的自回归移动平均法进行对比分析发现,立管横向间距 $T/D=1.13, 3.0$ 时,圆柱振动响应及所受流体力的时历曲线保持不变,而当 $T/D=1.7$ 时,流体力的时历曲线不再固定不变,分别出现了主控频率为一阶、二阶及三阶的三种流体力频谱。

Chen 和 Kim^[106]使用 ANSYS 的 MFX 求解器进行流固耦合计算,首先对 Lehn^[18]的柔性单立管涡激振动试验展开验证计算以验证其求解方法的有效性,然后对串列双立管及串列四立管系统展开了数值模拟。计算结果表明,立管的振动状态主要受来流速度及立管间距的影响,且相比于双立管系统,四立管系统的振动状态更难以保持稳定。

Van den Abeele 等^[107]基于 RANS 方法,分别对均匀流及剪切流中长细比为 50

的串列双立管涡激振动进行了全三维数值模拟，以研究三维效应对立管涡激振动响应的影响。结果表明，在均匀来流情况下，上游立管的尾部泻涡会引起水平轴向的漩涡发展，进而导致立管展向流动的振荡，这种三维涡的强度足以改变立管展向的漩涡脱落。均匀流及剪切流工况中的计算结果对比发现，剪切流会引起泻涡频率及相位的变化。通过将全三维数值计算结果与二维计算结果比较发现，二维数值模拟中对升阻力的幅值略有高估。

Garrido 和 Gonzalez^[108]使用商业软件 StarCCM+和 Abaqus，通过求解 RANS 方程和结构动力学控制方程，对 Huera-Huarte 等^[80]的试验进行了数值验证计算。计算结果显示，流固耦合的数值稳定性受单个时间步内流场与结构场的耦合次数的影响较大，而流场网格质量、内迭代次数以及时间步的影响不大，但较小的时间步可以得到更加光滑稳定的数值解。

Lin 等^[109]参考 Huera-Huarte 和 Bearman^[14]的阶梯流中串列双立管涡激振动试验，结合切片法和离散涡方法（DVM）开展数值模拟，振幅响应及频率响应的数值结果与试验结果吻合良好。

Nguyen 等^[110]采用混合分离涡模拟（Hybrid detached eddy simulation, HDES）方法进行湍流模拟，并通过求解粘性不可压 N-S 方程，对高雷诺数下长细比为 9 的串列柔性双立管涡激振动进行了数值模拟。研究表明，下游立管的振幅、频率以及相位响应的数值计算结果与试验结果吻合良好。数值模拟中很好地捕捉到了经典 VIV 锁定区域之外的大振幅 WIV 响应，同时证实了高雷诺数会导致更大的 WIV 振幅响应，并且雷诺数对立管的 WIV 振幅及频率响应具有强烈影响。

1.3 本文主要工作

基于前述分析可知，目前关于柔性单立管涡激振动的研究工作已广泛开展。尽管近年来研究学者也逐步开始研究柔性多立管涡激振动，但由于立管间的相互干扰使得多立管涡激振动机理较为复杂，研究难度较单立管更大，因此相关的研究工作仍不够充分。目前关于柔性多立管涡激振动的研究主要以双立管模型试验研究居多，相关的数值研究工作则相对比较缺乏。本文基于计算流体动力学方法（CFD）以及计算结构动力学方法（CSD），在课题组自主开发的深海立管涡激振动求解器 viv-FOAM-SJTU 的基础上添加了求解双立管涡激振动响应的功能，实现了对具有不同结构参数的细长柔性双立管涡激振动的数值模拟，并在此基础之上开展了串列、并列以及错列布置形式下柔性双立管涡激振动的数值研究工作，从立管涡激振动的位移响应、频率响应以及模态特性等方面分析了不同浸没长度下

以及不同布置形式下的双立管涡激振动特性。

本文共分为六章进行阐述，各章节的主要内容安排如下：

第一章介绍研究背景以及研究意义，对柔性双立管涡激振动研究的必要性进行了说明，然后对柔性单立管涡激振动以及柔性双立管涡激振动的国内外研究现状进行总结介绍，最后对本文的主要工作内容以及主要特色进行了阐述。

第二章介绍本文的数值方法，包括流场模块、结构计算模块以及流固耦合插值模块涉及的数值方法，针对求解器各模块所开展的功能扩充工作，以及本文使用的数值分析方法。

第三章基于修改的求解器，针对均匀流中柔性单立管涡激振动以及阶梯流中串列柔性双立管涡激振动两个标准模型试验工况展开数值模拟，验证了求解器的有效性。

第四章研究立管浸没长度对串列双立管涡激振动的影响。立管间距保持固定，两根立管在横流向和顺流向均可自由振动，通过改变立管浸没长度以分析不同浸没长度工况中串列双立管涡激振动响应特性。

第五章研究阶梯来流中串列、并列以及错列双立管涡激振动，两根立管在横流向和顺流向均可自由振动，通过改变立管间距以及错列角度以分析不同布置形式中双立管的涡激振动响应特性。

第六章对全文工作进行总结，整理概括了本文的工作内容以及相关结论，并给出了对未来工作的展望。

本文工作的主要特色体现在以下两个方面：

(1) 在课题组已有的 *viv-FOAM-SJTU* 求解器的基础之上，添加了双立管涡激振动求解的功能，实现了对具有不同结构参数的柔性双立管涡激振动的数值模拟；

(2) 基于切片法开展了柔性双立管涡激振动问题的研究，成功模拟了均匀流中单立管以及阶梯流中串列双立管涡激振动，并分析了浸没长度对串列双立管涡激振动的影响，以及串列、并列以及错列布置形式中柔性双立管的涡激振动特性。

第二章 数值方法

本文的研究工作在课题组已有的 viv-FOAM-SJTU 求解器的基础上开展。求解器的流场信息的求解采用 CFD 方法，结构动力响应的求解采用 CSD 方法，流场与结构动力响应的信息交互及耦合计算通过流固耦合插值模块实现。本章首先介绍 viv-FOAM-SJTU 求解器的基本框架以及各计算模块使用的数值方法，然后介绍双立管涡激振动求解功能的扩充工作，最后对本文所涉及的数值结果分析方法做简单阐述。

2.1 viv-FOAM-SJTU 求解器介绍

2.1.1 求解器基本计算框架

课题组自主开发的深海立管涡激振动求解器 viv-FOAM-SJTU，是在开源 CFD 平台 OpenFOAM 的基础上进行二次开发而形成。如图 2-1 所示为求解器的基本计算框架，主要包括流场模块、结构计算模块以及流固耦合插值模块。其中，流场模块基于 OpenFOAM 平台并结合切片法^[1]进行求解，结构计算模块及流固耦合插值模块则由课题组自主开发实现计算功能。

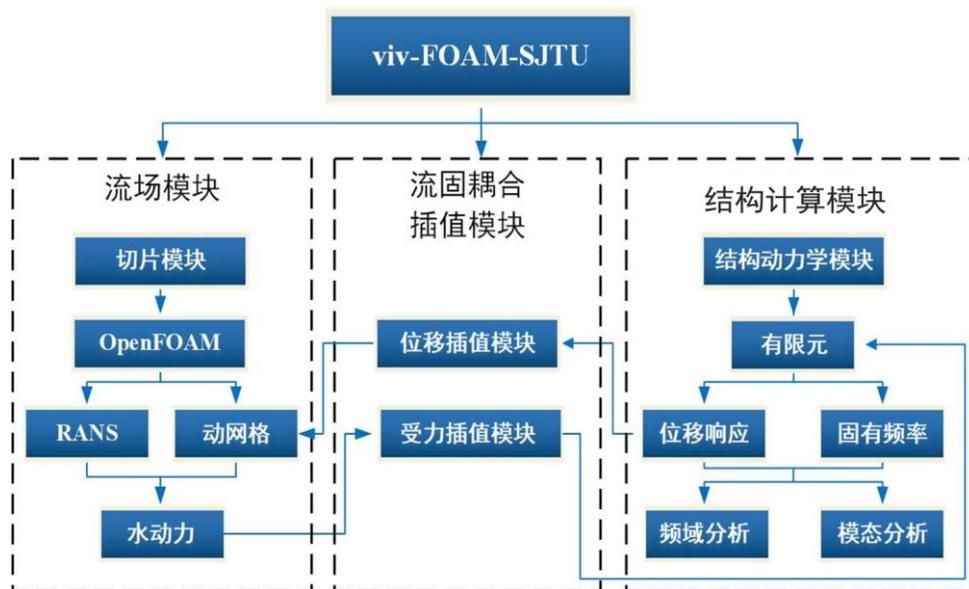


图 2-1 viv-FOAM-SJTU 求解器基本计算框架

Fig.2-1 Basic computation framework of the viv-FOAM-SJTU solver

流场模块基于目前国际上比较流行的开源 CFD 平台 OpenFOAM 并结合切片

法^[1]进行二次开发，以实现对立管所受水动力载荷的求解。其中，对二维流场切片的水动力计算基于 RANS 方法通过调用 OpenFOAM 中的 PimpleDyMFoam 求解器实现，流场网格的变形更新则通过 OpenFOAM 自带的“displacementLaplacian”动网格模块实现。

结构计算模块采取 CSD 方法求解立管的涡激振动响应，包括位移响应及频率响应。在计算初始，采用结构有限元法将立管模型进行离散；而后，基于立管所受水动力载荷，采用纽马克-贝塔 (Newmark- β) 法进行立管结构动力响应的求解，得到立管的位移响应及频率响应。

流固耦合插值模块实现流场模块与结构计算模块的信息交互及耦合计算，包括位移插值模块和受力插值模块。在每个计算时间步内，流场模块首先根据流场信息求解水动力；而后，受力插值模块将各切片处立管所受水动力插值映射到整个立管模型，得到立管展向的水动力载荷分布；然后，结构计算模块根据所受水动力载荷求解立管结构动力响应；最后，位移插值模块将各切片处的立管边界位移反映到流场模块，以完成流场网格的变形更新，进而进入下一时间步的计算。

2.1.2 求解器各计算模块的数值方法

(1) 流场模块数值方法

对于细长柔性立管涡激振动问题若采用全三维数值模拟进行求解，则对计算资源的消耗将十分巨大，因此 viv-FOAM-SJTU 求解器基于切片法对流场进行简化处理，通过沿立管展向均匀布置若干数量的二维流场切片以代替三维流场域进行求解，如图 2-2 所示为立管模型展向的切片分布。

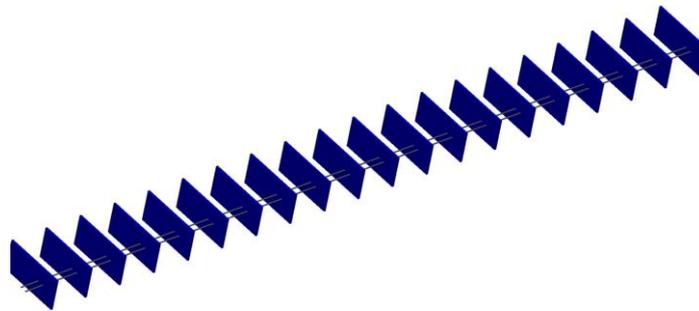


图 2-2 立管模型展向切片分布
Fig.2-2 Spanwise strip distribution of the riser models

对二维流场切片的求解采用非定常不可压雷诺平均纳维尔-斯托克斯 (RANS) 方程并结合 SST $k-\omega$ 湍流模型。具体控制方程表述如下：

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-1)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial (2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j')}{\partial x_j} \quad (2-2)$$

其中： ρ 表示流体密度， \bar{p} 代表时均压力， μ 代表动力粘性系数， \bar{u}_i 、 \bar{u}_j 为不同方向的平均速度， $i, j=1,2,3$ 分别表示 x, y, z 三个方向。 $\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$ 为时均

应变率张量； $-\bar{u}_i' \bar{u}_j'$ 为雷诺应力张量，通常用 τ_{ij} 表示，该项因脉动速度产生，表示湍流效应。由于雷诺应力张量的引入，求解 RANS 方程时必须引入湍流模型以使得问题封闭。一个常规的方法是采取 Boussinesq 假设，假定雷诺应力正比于平均速度梯度，即：

$$\tau_{ij} = -\bar{u}_i' \bar{u}_j' = 2\nu_t \bar{S}_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (2-3)$$

其中， ν_t 是运动涡粘性，认为其满足各向同性， $k = \frac{1}{2} \bar{u}_i' \bar{u}_i'$ 为湍动能。因此将式(2-3)代入式(2-2)可得下式：

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}_{eff}}{\partial x_i} + \frac{\partial (2\mu_{eff} \bar{S}_{ij})}{\partial x_j} \quad (2-4)$$

其中，有效压力 $p_{eff} = p + \frac{2}{3} \rho k$ ，有效粘性 $\mu_{eff} = \mu + \mu_T, \mu_T = \rho \nu_T$ 。

本文使用 SST $k-\omega$ 湍流模型得到 μ_T ，实现 RANS 方程的闭合。其中 k 为流体质点的湍动能， ω 为特征耗散率。SST $k-\omega$ 湍流模型结合了 $k-\omega$ 和 $k-\varepsilon$ 的优点，可以较好地处理近壁面处的精细流场信息和负压力梯度流动问题。SST $k-\omega$ 模型中关于 k 和 ω 的输运方程如下：

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2-5)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_T} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2-6)$$

本文基于切片理论进行数值模拟，沿着立管展向进行二维切片流场的局部求解，使用 OpenFOAM 自带的 PIMPLE 算法实现速度与压力的解耦。PIMPLE 算法

结合了 PISO 以及 SIMPLE 算法，即采取 SIMPLE 算法对每个时间步进行求解，采取 PISO 算法完成时间步的向前推进。PIMPLE 算法适用于瞬态不可压流体问题的求解。

关于流场网格的变形更新，求解器中采用 OpenFOAM 自带的无需改变拓扑结构类型的“displacementLaplacian”网格求解器，通过拉伸和扭转网格进行网格变形操作，以实现全局网格的更新。求解过程中将结构计算模块求解得到的结构边界位移映射到流场边界，则“displacementLaplacian”求解器能够根据结构边界的变形自动调整网格。网格更新中求解如下的 Laplace 方程：

$$\nabla \cdot (\gamma \nabla u) = 0 \quad (2-7)$$

式中， u 为网格节点的变形速度，由它可求得网格节点的新位置，即：

$$x_{new} = x_{old} + u \Delta t \quad (2-8)$$

(2) 结构计算模块数值方法

由于柔性立管的长细比较大，与弯曲变形相比较，其剪切变形可以忽略不计，因此将立管视作小位移欧拉-伯努利 (Euler-Bernoulli) 弯曲梁模型进行求解。立管两端的边界条件设为简支，假定弯曲刚度 EI 和线密度 m 沿立管展向保持一致，并忽略顶张力随时间的变化，即可得如下的立管顺流向及横流向的受力平衡方程：

$$EI \frac{\partial^4 x(z,t)}{\partial z^4} - \frac{\partial}{\partial z} \left[T(z) \frac{\partial x(z,t)}{\partial z} \right] + m \frac{\partial^2 x(z,t)}{\partial t^2} + c \frac{\partial x(z,t)}{\partial t} + kx(z,t) = f_x(z,t) \quad (2-9)$$

$$EI \frac{\partial^4 y(z,t)}{\partial z^4} - \frac{\partial}{\partial z} \left[T(z) \frac{\partial y(z,t)}{\partial z} \right] + m \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} + c \frac{\partial y(z,t)}{\partial t} + ky(z,t) = f_y(z,t) \quad (2-10)$$

其中， EI 为立管弯曲刚度， $T(z) = T - \omega_s(L-z)$ 为立管轴向张力， $w = \frac{1}{4} g \pi (\rho_s - \rho_w)(D^2 - d^2)$ 为立管单位长度湿重， ρ_s 和 ρ_w 分别为立管和外部流体的密度， D 和 d 分别为立管外径和内径。

考虑到立管两端边界条件为简支，在有限元求解中可将方程 (2-9)、(2-10) 离散得到如下的结构运动控制方程：

$$[M][\ddot{x}] + [C][\dot{x}] + [K][x] = [F_x] \quad (2-11)$$

$$[M][\ddot{y}] + [C][\dot{y}] + [K][y] = [F_y] \quad (2-12)$$

式中， $[M]$ 代表质量矩阵， $[C]$ 代表阻尼矩阵， $[K]$ 代表刚度矩阵， $[F_x]$ 、 $[F_y]$ 分别为立管顺流向和横流向的水动力载荷矩阵， $[x]$ 、 $[y]$ 分别为顺流向和横流向的结构位移，其上方的圆点代表对时间的导数。

对于每个结构单元，单元质量矩阵 $[M_e]$ 及单元刚度矩阵 $[K_e]$ 可分别表示如下式 (2-13)、(2-14)：

$$[M_e] = \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (2-13)$$

$$[K_e] = [K_e^E] + [K_e^G] = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} + \frac{T}{30l} \begin{bmatrix} 36 & 3l & -36 & 3l \\ 3l & 4l^2 & -3l & -l^2 \\ -36 & -3l & 36 & -3l \\ 3l & -l^2 & -3l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (2-14)$$

其中， m 、 l 分别为结构单元质量及结构单元长度， T 为轴向张力， $[K_e^E]$ 及 $[K_e^G]$ 分别为单元弹性刚度矩阵及单元几何刚度矩阵。

阻尼矩阵 $[C]$ 基于瑞利阻尼模型获取，表述为 $[C] = \alpha[M] + \beta[K]$ 。 α 和 β 为与质量和刚度相关的阻尼系数，其计算可表述如式 (2-15)，其中 ζ 为阻尼比， f_n^1 、 f_n^2 分别为立管模型的一阶和二阶自然频率。

$$\begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} = \frac{2\zeta}{f_{n1} + f_{n2}} \begin{bmatrix} 2\pi f_{n1} f_{n2} \\ 1/(2\pi) \end{bmatrix} \quad (2-15)$$

结构运动控制方程 (2-11) 及 (2-12) 采用 Newmark- β 法进行求解，其基本思路是建立下一时间步的位移、速度及加速度与当前时间步的递推关系，详细求解原理可参考端木玉^[60]以及 Clough^[111]。基于 Newmark- β 法的数值计算步骤可分为以下两步：第一步，形成有效刚度矩阵 $[K^*]$ ，并对其进行三角分解；第二步，求解经三角分解后的方程，获取位移、速度及加速度响应。

(3) 流固耦合策略

细长柔性立管的涡激振动属于典型的非线性流固耦合问题，流场模块与结构动计算模块之间需要进行信息交互。基于切片法的流固耦合流程如图 1-7，详细的耦合求解流程已在 1.2.1 节中进行介绍，此处不再赘述。

流固耦合求解过程中最重要的是需要保证流场与结构单元运动的连续性，即结构单元的位移与其边界处流场网格的变形需要保持相同。每个时间步内具体的耦合求解过程如下：

- 1) 假设第 $i+1$ 时间步流场与结构单元界面处的运动位移为 y_{Γ}^{i+1} ;
 - 2) 根据交界处的位移 y_{Γ}^{i+1} 计算获取网格的运动速度 \dot{y}_{Γ}^{i+1} ，进而通过求解 RANS 方程获取流场的速度 \dot{y}^{i+1} 以及压力 p^{i+1} ，并获取施加于结构上的水动力 F_{Γ}^{i+1} ;
 - 3) 根据 F_{Γ}^{i+1} 求解结构运动控制方程，获取结构在边界处的位移 \tilde{y}_{Γ}^{i+1} ;
 - 4) 根据耦合条件，判断 \tilde{y}_{Γ}^{i+1} 与 y_{Γ}^{i+1} 是否相等，若不相等则进行迭代修正。
- 为加速收敛，在每一步迭代完成后加入松弛方法，具体表示如下：

$$y_{\Gamma,j+1}^{i+1} = y_{\Gamma,j}^{i+1} + \omega_j r_{\Gamma,j+1}^{i+1} \quad (2-16)$$

式中 j 代表迭代次数， ω_j 为松弛因子， $r_{\Gamma,j+1}^{i+1} = \tilde{y}_{\Gamma,j+1}^{i+1} - y_{\Gamma,j}^{i+1}$ 为位移残差。各时间步流固耦合迭代求解的流程可表示如图 2-3。

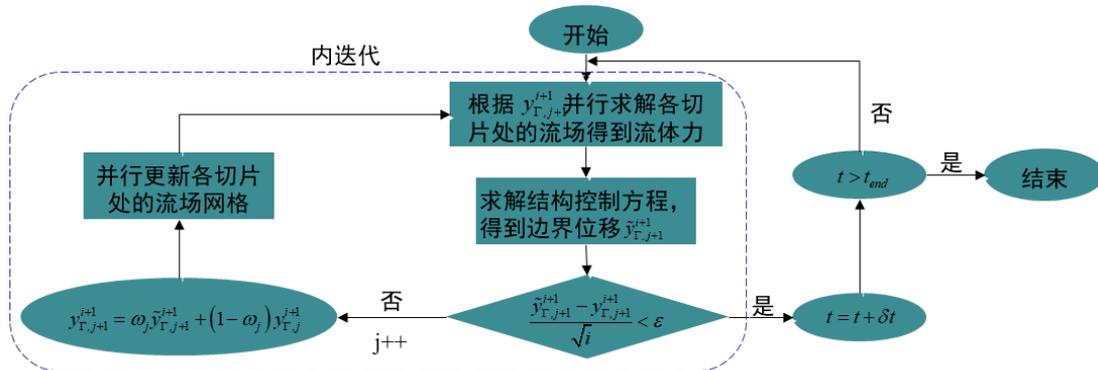


图 2-3 各时间步内流固耦合迭代求解流程

Fig.2-3 Iterative solution process of fluid structure coupling in each time step

2.2 双立管涡激振动求解功能的扩充

为对具有不同结构参数的柔性双立管涡激振动的数值模拟，本文基于课题组已有的 viv-FOAM-SJTU 求解器进行了双立管涡激振动求解功能的扩展。对源程序的修改主要体现在以下五个方面：

(1) 输入模块：由于需要识别流场计算域中的两根立管，且两根立管的结构参数可能不同，如具有不同的直径、长度、线密度、弯曲刚度等，因此在算例配置文件 `constant/mechanicalProperties` 中需要对双立管的结构参数进行分别命名赋值，同时在源程序的头文件 `readMechanicalProperties.H` 中进行双立管各自结构参数的读取匹配。另外，需要在算例配置文件中对双立管边界均指定边界条件及初始条件；

(2) 流场模块：由于在网格划分阶段即需对双立管进行分别命名，因此在流

场模块需要分别识别双立管标签以进行水动力的求解。另外，由于双立管各自所受的水动力在后续结构计算模块中需要分别映射到对应的立管结构上，因此流场模块中还需对双立管分别建立升阻力矩阵以及升阻力系数矩阵。另外，需要根据流固耦合插值模块提供的双立管的网格边界位移，进行网格更新操作；

(3) 结构计算模块：根据双立管各自的结构参数，分别建立质量矩阵、刚度矩阵以及阻尼矩阵。另外，结合流固耦合插值模块中提供的载荷矩阵，进行结构动力响应求解，需要分别建立双立管各自的位移矩阵、速度矩阵及加速度矩阵；

(4) 流固耦合插值模块：需要根据流场模块中计算得到的双立管的升阻力矩阵，建立双立管的载荷矩阵，映射到结构计算模块。另外，需要根据结构计算模块中计算得到的双立管的位移矩阵，构造网格边界位移矩阵，并赋值给流场模块以进行流场的网格更新；

(5) 输出模块：将计算得到的双立管位移及升阻力分别输出到数据文件中。

图 2-4 展示了针对求解器各模块进行的主要修改工作。

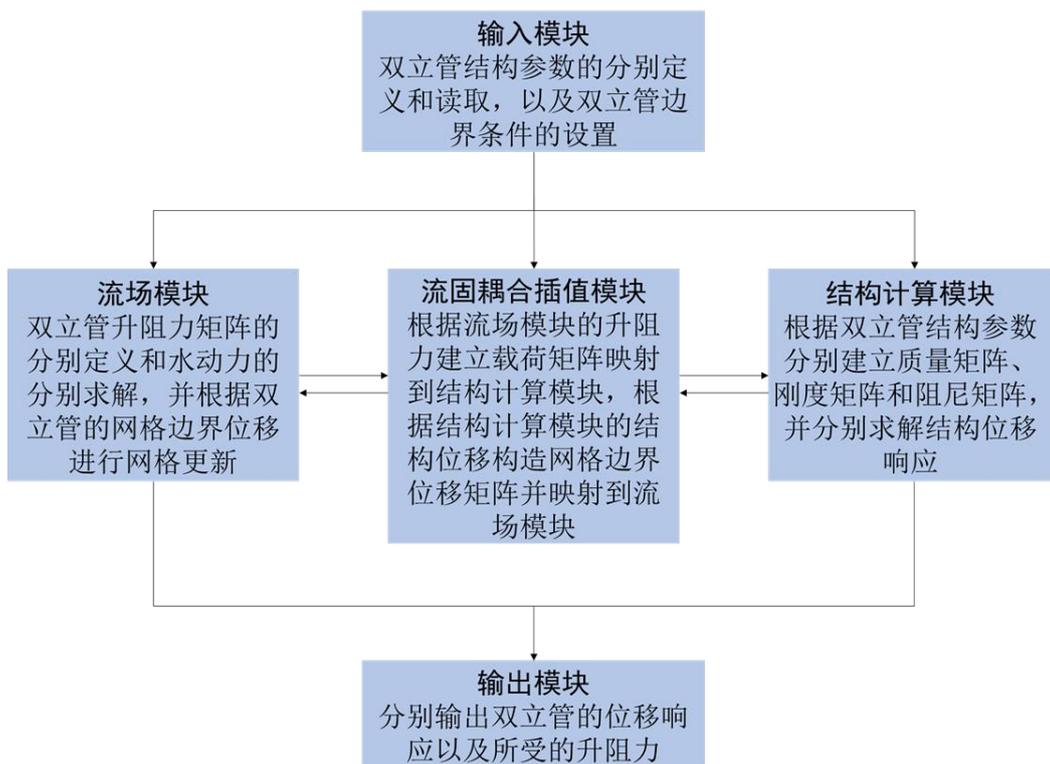


图 2-4 对求解器各模块进行的修改
Fig.2-4 Modifications to the solver modules

2.3 数值结果分析方法

通过 viv-FOAM-SJTU 求解器对柔性双立管涡激振动进行数值模拟,得到的数值计算结果中包含十分丰富的振动信息,通过时域分析、频域分析、模态分析等不同的分析方法可以更加直观地反映立管涡激振动响应特性。本节将对本文中使用的分析方法进行简单介绍,并给出相应的示例图。

2.3.1 时域分析

一般情况下,涡激振动的周期性较强,简单的位移时间历程及某个时间段内的立管空间形状即可较为直观地反映出立管的振动特性。对立管振动位移进行时域分析时,无需对振动数据进行额外处理,将立管特定位置的振动位移沿时间轴绘制振动曲线,或绘制某个时间段内整根立管的空间形状,即可得到所需的图形。

图 2-5 为某个计算工况中立管中间节点横流向振动位移的时历曲线。该图以振动时间 T 为横轴,以无量纲化的振动位移 y/D 为纵轴。该图对特定节点的振动位移进行量化分析,可直观反映该节点的振动位移随时间的变化规律。从该图可以看出,立管中间节点的振动周期性较强,整体趋于稳定。

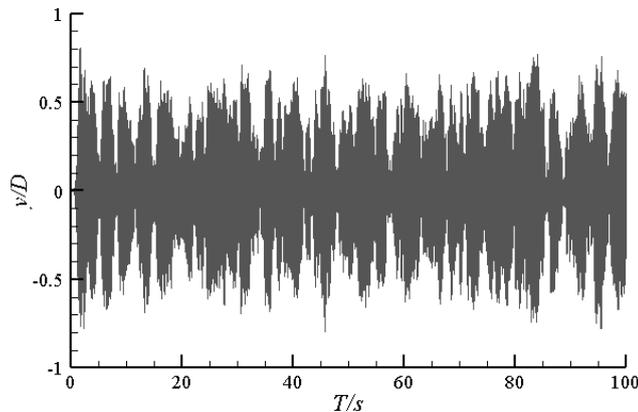


图 2-5 立管中间节点横流向位移时历曲线

Fig.2-5 Time history curve of crossflow displacement of middle node of the riser

如图 2-6 为某个时间段内立管横流向位移时空云图。该图横轴为振动时间 t ,纵轴 $z.L^{-1}$ 为立管轴向位置的无量纲化值,颜色则代表立管横流向的无量纲化振动位移 $y.D^{-1}$ 。该图直观地反映出立管展向位移的时间历程,且在该时间段内立管横流向基本保持频率固定的一阶振动模态。

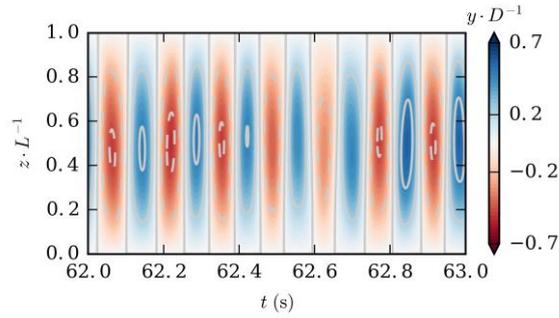
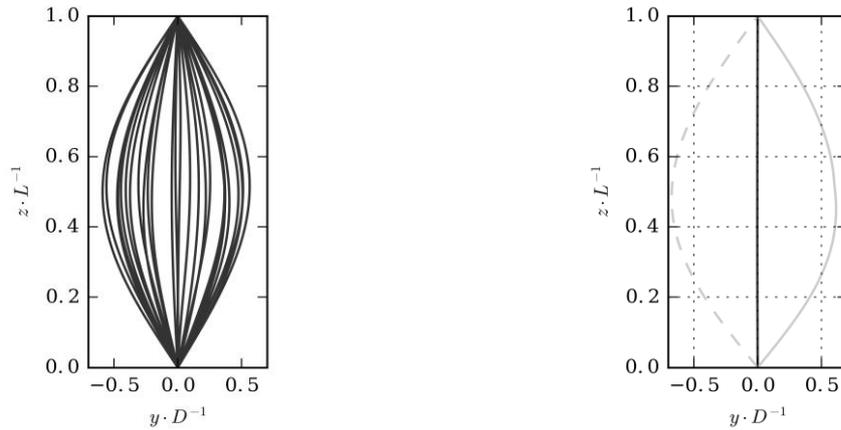


图 2-6 立管横流向位移时空云图

Fig.2-6 Spatio-temporal plot of the crossflow displacement of the riser

图 2-7(a)及 2-7(b)分别给出了某时间段内立管横流向振动的瞬时轮廓以及立管展向的位移幅值分布。两幅图的横轴均为无量纲化的振动位移 $y \cdot D^{-1}$ ，纵轴均为无量纲化的立管展向位置 $z \cdot L^{-1}$ 。从图 2-7(a)可以看出在该时间段内立管始终保持一阶振动模态。图 2-7(b)则反映了给定时间段内的位移幅值沿立管展向的分布，可用于对立管振动幅值情况进行量化分析。



a)立管横流向振动瞬时轮廓叠加图

b)立管展向位移幅值分布

a)Overlay of instantaneous crossflow vibration profile of the riser

b)Amplitude distribution of the riser's spanwise displacement

图 2-7 立管横流向位移的展向分布

Fig.2-7 Crossflow displacement distribution along the riser span

2.3.2 频域分析

通过傅里叶变换可将振动位移信号分解为频域成分，进而得到立管各位置处的振动频率成分。将时域函数进行傅里叶变换获得的频域函数形式是复数，复数的模反映了原始函数之中相应频率成分的权重，而复数相位角则代表对应频率下

的振动相位值。傅里叶变换的黎曼积分形式表述如式 (2-17)，其中 ξ 为任意频率：

$$\hat{f}(\xi) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{-2\pi i x \xi} dx \quad (2-17)$$

将计算获取的位移矩阵取出指定位置处位移向量的时域值，对其采取快速傅里叶变换并将所得新矩阵的各个元素取平方即可得到该位置的振动位移功率谱。同时将所有节点的振动位移功率谱绘制于一幅图中，即可得如图 2-8 所示的立管位移功率谱密度 (Power spectral density, PSD) 的展向分布，其中横轴为振动频率 f_0 ，纵轴为无量纲化的立管展向位置 $z.L^{-1}$ 。该图可大致反映振动频率沿立管展向的分布，以及振动中多个频率成分参与的情况。

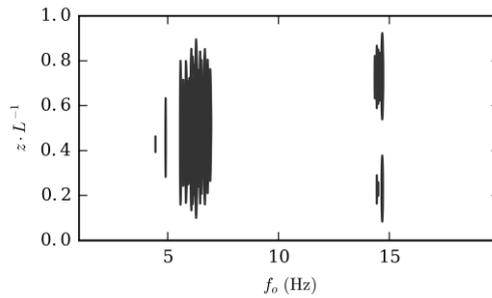


图 2-8 立管位移功率谱密度的展向分布
Fig.2-8 Displacement PSD along the riser span

2.3.3 模态分析

立管的振动位移可以表述为谱形式，即将立管的振动位移分解为各阶模态权重。以横流向为例，振动位移可按公式 (2-18) 分解为随时间发展而改变的模态权重 w_y^m ：

$$y(z, t) = \sum_{m=1}^M \phi^m(z) w_y^m(t) \quad (2-18)$$

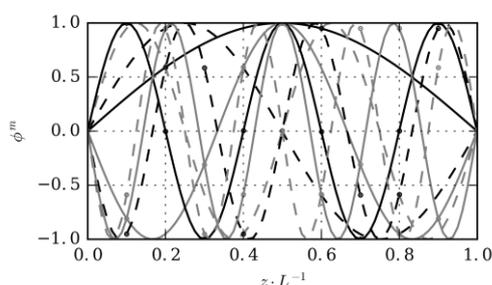
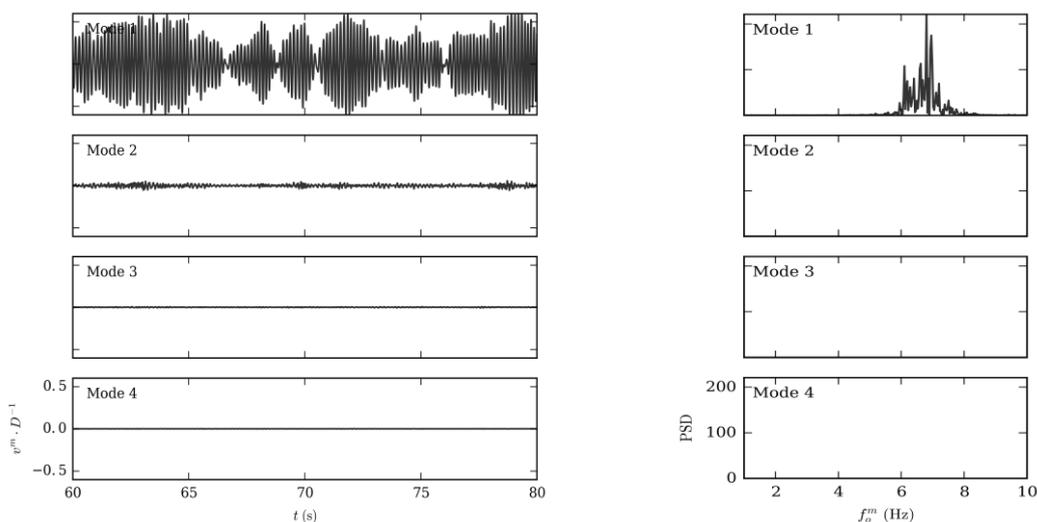
其中， $\phi = (\phi^1, \phi^2, \phi^3, \dots, \phi^M)$ 为振型矩阵， M 为未限定的结构自由度。若选取标准三角函数 $\phi^m(z) = \sin(\pi m z / L)$ 作为立管振型，即可将公式 (2-18) 改写如下：

$$y(z, t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N a_{mn} \sin(\pi m z / L) \sin(n \omega t + \varphi) \quad (2-19)$$

如此，模态权重 w_y^m 即可表示为如下的傅里叶级数形式：

$$w_y^m = \sum_{n=1}^N a_{mn} \sin(n \omega t + \varphi) \quad (2-20)$$

模态分析是空间尺度上的谱分析方法，而傅里叶分析是时间尺度上的谱分析方法。考虑到在重力作用下张力沿立管展向的变化，本文使用有限元法求解得到立管振型^[112]，如图 2-9 所示为某参数条件下立管的前八阶振型，横轴为无量纲化的立管展向位置 $z \cdot L^{-1}$ ，纵轴为振型 ϕ^m 。如图 2-10 给出了某时间段内立管横流向位移模态权重及对应的功率谱密度。从图 2-10(a)可以清晰地看出各阶模态权重随时间的变化，并看出各时刻的主振模态，同时可直观看出来立管振动是否存在多模态振动特性。其中，若某阶模态框内权重为 0，则表示不存在该阶模态成分；从图 2-10(b)可以看出各阶模态所对应的主振频率，同时可以看出该时间段内的主振模态，若某阶模态框内功率谱密度为 0 则表示振动位移中不存在该阶模态成分。

图 2-9 前八阶振型 ϕ Fig.2-9 First eight mode shapes ϕ 

a)立管横流向位移模态权重

a)Modal weight of the riser's crossflow displacement

b)立管横流向位移模态权重的功率谱密度

b)PSD of modal weight of the riser's crossflow displacement

图 2-10 立管横流向的位移模态权重以及相应的功率谱密度

Fig.2-10 Modal weight and the corresponding PSD of the riser's crossflow displacement

2.4 本章小结

本章首先介绍了所使用的 viv-FOAM-SJTU 求解器的基本计算框架和所涉及的数值方法，以及对求解器进行的双立管涡激振动求解功能的扩充工作。然后对本文所使用的数值结果分析方法进行了简单介绍。viv-FOAM-SJTU 求解器，在流场模块基于切片理论将三维流场简化为沿立管展向均匀布置的若干二维流场切片，并采用 RANS 方法求解水动力；在结构计算模块，将立管视为小位移欧拉-伯努利梁，并基于有限元法和 Newmark- β 法进行结构动力响应的求解；流固耦合插值模块则负责流场模块与结构计算模块的信息交互，包括受力插值模块和位移插值模块。对求解器进行的双立管涡激振动求解功能的扩充工作主要体现在对输入模块、流场模块、结构计算模块、流固耦合插值模块以及输出模块的修改。本文对计算结果的分析主要采用时域分析、频域分析以及模态分析三种方法，以分别反映立管振动响应的时间历程、振动频率特性以及立管振动的模态成分。

第三章 试验模型验证计算

本章选取 Lehn^[18]及 Huera-Huarte 和 Bearman^[14]两个标准模型试验，基于修改后的 viv-FOAM-SJTU 求解器分别对均匀流中单立管涡激振动以及阶梯流中串列双立管涡激振动进行数值模拟，验证了求解器的有效性。

3.1 单立管模型试验验证计算

本节选取 Lehn^[18]的模型试验中的一个工况进行数值模拟，以验证求解器对柔性单立管涡激振动问题求解的有效性。模型试验在挪威海洋技术研究所(Marintek)开展，试验中立管模型垂直放置于水池中，且受到均匀来流的作用，如图 3-1 所示。

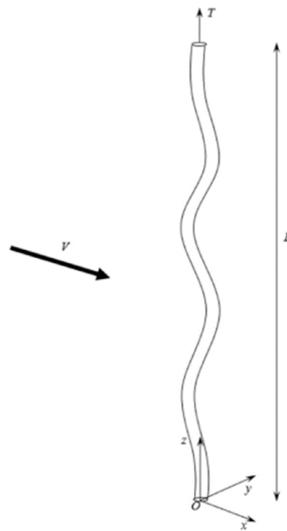


图 3-1 单立管物理布置示意图^[63]

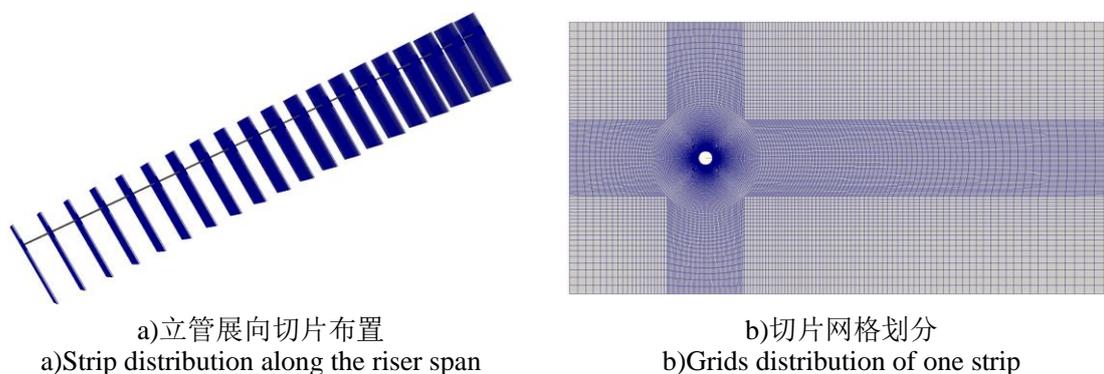
Fig.3-1 Sketch of physical configuration of the single riser^[63]

立管模型的外径和内径分别为 0.02m 和 0.0191m，立管两端通过万向节与试验装置连接，在立管顶端施加大小为 817N 的张力，且立管模型两端已做水密处理。立管模型的详细参数见表 3-1。Lehn 基于该立管模型在均匀流及剪切流中开展了系列试验，本文选取编号为 1103 的均匀流试验进行验证计算，其中均匀流流速为 0.2m/s。由于 Lehn^[18]的模型试验中未给出立管阻尼比，本文数值模拟中参考 Wang 和 Xiao^[63]，将立管阻尼比 ζ 设置为 0。

表 3-1 均匀流试验中立管模型参数
Table 3-1 Parameters of riser model in uniform flow experiment

参数名称	符号	数值	单位
直径	D	0.02	m
长度	L	9.63	m
长细比	L/D	481.5	-
弯曲刚度	EI	135.4	N.m ²
顶张力	T	817	N
质量比	m^*	2.23	-
一阶自然频率	f_n^1	1.79	Hz
二阶自然频率	f_n^2	3.67	Hz

在该试验工况进行数值模拟时的流场切片布置及切片的网格划分如图 3-2 所示，沿立管展向均匀布置 20 个二维流场切片，所有切片的计算域大小及网格划分均保持一致。如图 3-2(b) 所示，切片的计算域大小为 $-15D \leq x \leq 30D$ 和 $-15D \leq y \leq 15D$ ，立管周围环形网格加密区的直径为 $10D$ ，网格 y^+ 值约为 2。



a)立管展向切片布置

a)Strip distribution along the riser span

b)切片网格划分

b)Grids distribution of one strip

图 3-2 立管展向切片布置及切片网格划分

Fig.3-2 Strip distribution along the riser span and grids distributions of one strip

计算初始条件及流场边界条件的设置如下：

初始条件：根据计算工况给定初始计算时刻各切片流场的入口流速。

入口边界条件：入口处流速设为固定值，压力梯度设置为 0。

出口边界条件：出口流速梯度为 0，压力设为 0。

物面边界条件：立管表面设为无滑移边界。

对称边界条件：切片上下两侧边界设为对称边界条件，即流体的流入量与流出量相等。

本文后续数值模拟的初始条件与边界条件的设置与此处保持一致。

为确保数值计算结果不依赖于网格尺寸，数值模拟中总共采用三套网格分别进行计算，三套网格的网格总量大致按照 2 倍增长，且除网格总量不同外，其余计算条件的设置均保持一致。表 3-2 给出了三套网格的网格总量以及相应的顺流向及横流向的最大无量纲化均方根（Root mean square, RMS）振幅的计算结果，同时给出了相应的模型试验结果以及 Wang 和 Xiao^[63]的数值模拟结果。

表 3-2 网格无关性验证结果
Table 3-2 Mesh independence validation results

工况	网格量	顺流向最大无量纲 化均方根振幅	横流向最大无量纲 化均方根振幅
		A_{xrms}^{\max} / D	A_{yrms}^{\max} / D
模型试验	-	0.103	0.4
Wang 和 Xiao ^[63]	-	0.128	0.4
网格一	400000	0.122	0.38
网格二	810000	0.114	0.4
网格三	1630000	0.118	0.405

从表 3-2 可以看出，本文所采用的三套网格关于顺流向及横流向的最大无量纲化均方根振幅计算结果与试验结果基本一致。其中，三套网格对顺流向最大无量纲化均方根振幅的计算结果均偏大，与模型试验结果的相对误差在 20% 以内，且 Wang 和 Xiao^[63]的数值模拟也高估了顺流向最大无量纲化均方根振幅。三套网格对横流向最大无量纲化均方根振幅的计算结果与模型试验结果基本一致，其中网格一的计算结果与试验结果的相对误差为 5%。整体而言，网格二和网格三的数值模拟结果基本令人满意，而网格一由于过分稀疏，数值模拟结果相对较差。

图 3-3 给出了三套网格中顺流向及横流向的无量纲化均方根振幅沿立管展向分布的计算结果，同时将模型试验结果及 Wang 和 Xiao^[63]的数值结果绘制于图中以便于进行对比说明。从图中可以看出，本文所选取的三套网格对顺流向及横流向的无量纲化均方根振幅沿立管展向分布的计算结果与试验结果基本一致，且顺流向和横流向的振动模态分别为二阶和一阶。如图 3-3(b)所示，相比于 Wang 和 Xiao^[63]的数值结果，网格二和网格三对横流向振幅响应的计算结果在立管上半部分与试验结果更加吻合。从图 3-3(a)可以看出，相比于本文三套网格对顺流向振幅响应的计算结果，Wang 和 Xiao^[63]给出的立管中部顺流向振幅响应的数值结果

与试验结果更加吻合。然而，本文三套网格对顺流向最大均方根振幅的计算结果与模型试验结果更为接近，且随着网格的加密，立管中部的顺流向均方根振幅也越发接近试验结果。

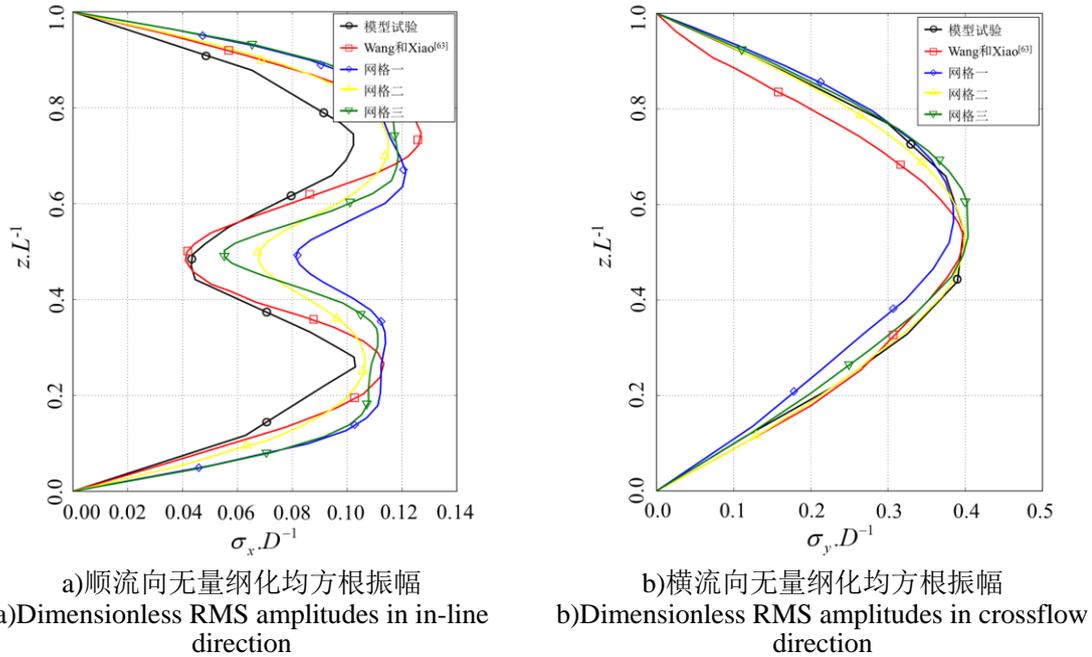


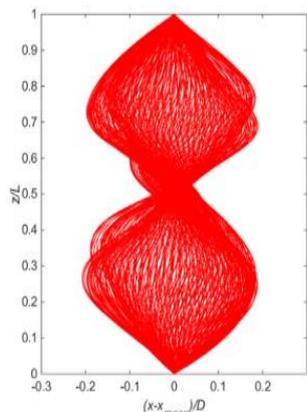
图 3-3 顺流向及横流向无量纲化均方根振幅沿立管展向分布

Fig.3-3 Dimensionless RMS amplitudes along the riser span in the in-line and crossflow directions

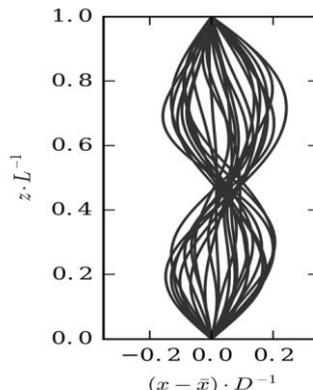
如图 3-4 为立管顺流向及横流向振动的瞬时轮廓叠加图。考虑到数据取样时间的差异，立管振动瞬时轮廓的数值结果难以与试验结果完全匹配，因此本文给出的立管顺流向及横流向振动的瞬时轮廓结果基本令人满意。模型试验中顺流向振幅范围为 $-0.2D \leq x \leq 0.2D$ ，横流向振幅范围为 $-0.7D \leq y \leq 0.65D$ ；本文给出的顺流向振幅范围为 $-0.18D \leq x \leq 0.22D$ ，横流向振幅范围为 $-0.68D \leq y \leq 0.68D$ 。图 3-5 给出了相应的立管顺流向及横流向的位移时空云图。可以看出，在取样时间内立管顺流向及横流向的振动模态分别为二阶和一阶。

图 3-6 给出了模型试验中立管展向 $z/L=0.2$ 处的振动频率，图 3-7 给出了本文数值模拟中相应位置处的位移功率谱密度。从图 3-6 可以看出，模型试验中立管展向 $z/L=0.2$ 处顺流向的主振频率约为 3.4Hz，且存在较微弱的三阶及四阶频率成分；横流向的主振频率约为 1.5Hz，且存在十分微弱的三阶频率成分。从图 3-7(a)可以看出，数值模拟中相应位置处顺流向的主振频率约为 3.4Hz，且捕捉到了较微弱的四阶频率成分；图 3-7(b)中则只观察到约 1.4Hz 的一阶主振频率成分。整体而言，本文的数值模拟可以较为精确地捕捉立管顺流向及横流向的主振频率

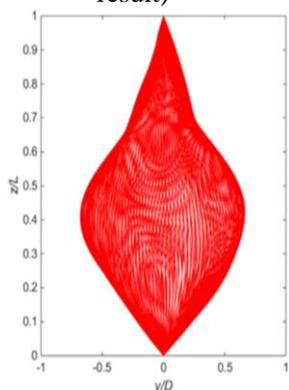
成分，而无法完全捕捉其余十分微弱的频率成分。



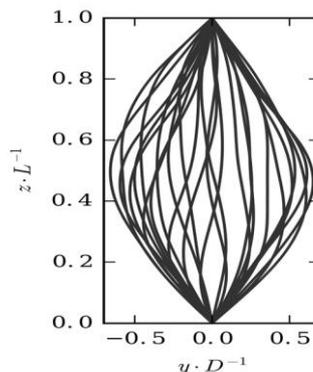
a) 顺流向振动轮廓 (试验结果) [63]
a) In-line vibration profiles (Experimental result) [63]



b) 顺流向振动轮廓 (本文结果)
b) In-line vibration profiles (Results in the paper)



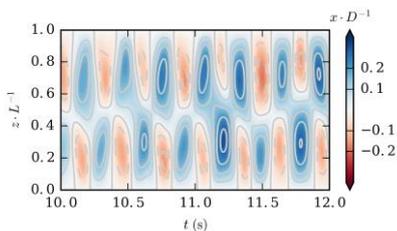
c) 横流向振动轮廓 (试验结果) [63]
c) Crossflow vibration profiles (Experimental results) [63]



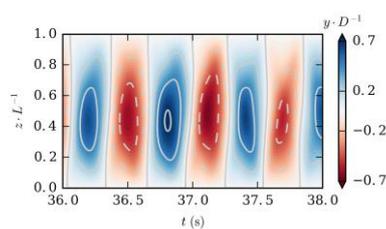
d) 横流向振动轮廓 (本文结果)
d) Crossflow vibration profiles (Results in the paper)

图 3-4 立管顺流向及横流向振动的瞬时轮廓叠加图

Fig.3-4 Overlay of instantaneous profiles of the riser in in-line and crossflow directions



a) 顺流向位移时空云图
a) Spatio-temporal plot of the in-line displacement of the riser



b) 横流向位移时空云图
b) Spatio-temporal plot of the crossflow displacement of the riser

图 3-5 立管位移时空云图

Fig.3-5 Spatio-temporal plots of displacements of the riser

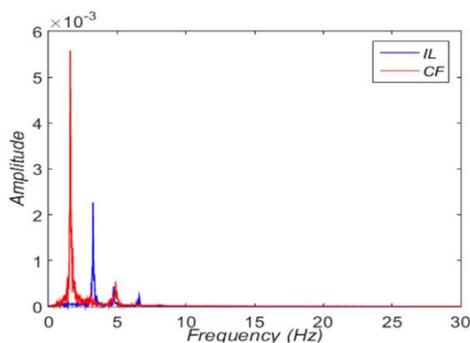
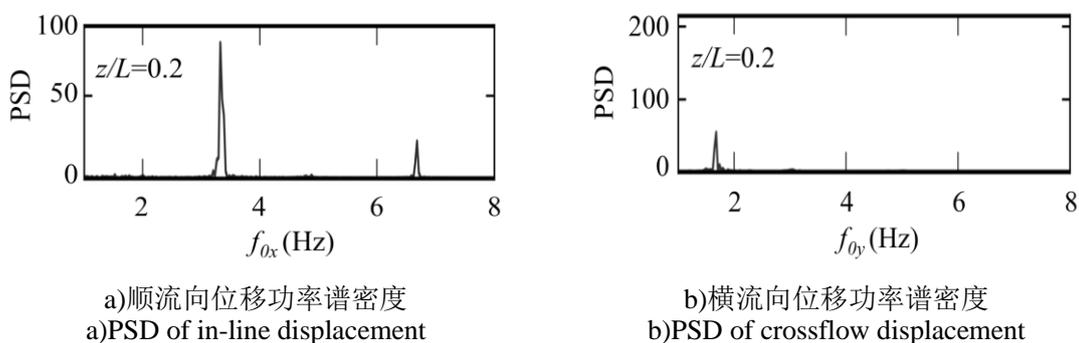


图 3-6 模型试验中 $z/L = 0.2$ 处的振动频率^[63]
Fig.3-6 Vibration frequencies at $z/L = 0.2$ in the experiment^[63]



a) 顺流向位移功率谱密度
a) PSD of in-line displacement
b) 横流向位移功率谱密度
b) PSD of crossflow displacement

图 3-7 数值模拟中 $z/L = 0.2$ 处的顺流向及横流向位移功率谱密度
Fig.3-7 PSDs of in-line and crossflow displacements at $z/L = 0.2$ in the numerical simulation

基于以上分析可知，viv-FOAM-SJTU 求解器可以有效地求解柔性单立管涡激振动问题，求解精度较为令人满意。

3.2 串列双立管模型试验验证计算

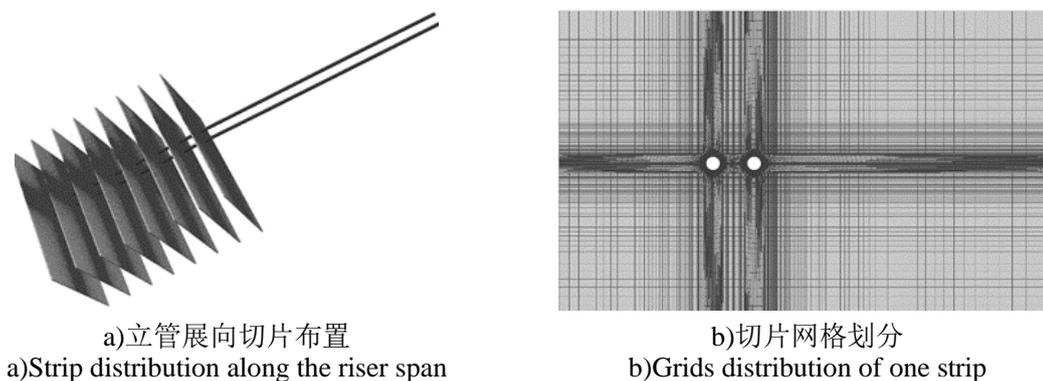
本节选取 Huera-Huarte 和 Bearman^[14] 的模型试验中的一个工况进行数值模拟，以验证求解器对双立管涡激振动问题求解的有效性。模型试验开展于伦敦帝国理工学院，试验装置布置见图 1-9，试验详情可参考 1.2.2 节。

模型试验选取长度为 1.5m，直径为 0.016m 的立管作为试验模型。双立管串列布置于阶梯流中，立管下部 40% 处于均匀来流中，其余部分处于空气中。表 3-3 给出了立管模型的主要参数（上标 a 表示上游立管），其中上下游立管的线密度、阻尼比以及一阶自然频率略有不同，这是由于模型试验中仅在下游立管上安装测量仪器。本节选取其中一个试验工况进行验证计算，立管间距为 $3D$ ，流速为 0.55m/s。

表 3-3 阶梯流试验中双立管模型参数
Table 3-3 Parameters of two riser models in step flow experiment

参数名称	符号	数值	单位
直径	D	0.016	m
长度	L	1.5	m
浸没长度	L_s	0.585	m
长细比	L/D	93.75	-
弯曲刚度	EI	6.04	N.m ²
顶张力	T	110	N
线密度	m	0.362 0.293 ^a	kg/m
阻尼比	ζ	1.95% 1.45% ^a	-
一阶自然频率	f_n^1	7.1 8 ^a	Hz

由于立管上部 60% 的长度处于空气中，其所受升阻力较小，本文参考 Chen 等^[113]忽略空气中立管长度部分的升阻力载荷。因此双立管处于空气中的长度部分不再设置流场切片，网格总量得以减小。如图 3-8 所示为阶梯流中串联双立管的切片布置及单个切片的网格划分，流场切片在立管浸没长度范围内沿展向均匀布置，所有切片的计算域大小以及网格划分均一致。切片的计算域大小为 $-15D \leq x \leq 30D$ 和 $-15D \leq y \leq 15D$ ，靠近立管中心区域的网格划分较密，靠近计算域边界的网格较为稀疏，网格 $y+$ 值约为 3。



a) Strip distribution along the riser span
b) Grids distribution of one strip

图 3-8 串联双立管展向切片布置及切片网格划分

Fig.3-8 Strip distribution along the tandem risers' span and grids distributions of one strip

针对模型试验工况，本节首先进行了网格无关性验证。数值模拟中选取了三套网格，网格一、网格二以及网格三中单个切片的网格量分别为 26000、45000 以及 80000。如图 3-9 给出了三套网格中的上下游立管横流向以及顺流向的位移均方

根曲线，可以看出，上游立管横流向及顺流向的振动模态分别为一阶和二阶，而下游立管横流向及顺流向的振动模态均为一阶。网格二与网格三的位移均方根计算结果基本相同，网格一则由于过度稀疏，其计算结果稍差，但从整体上看，网格收敛性良好。

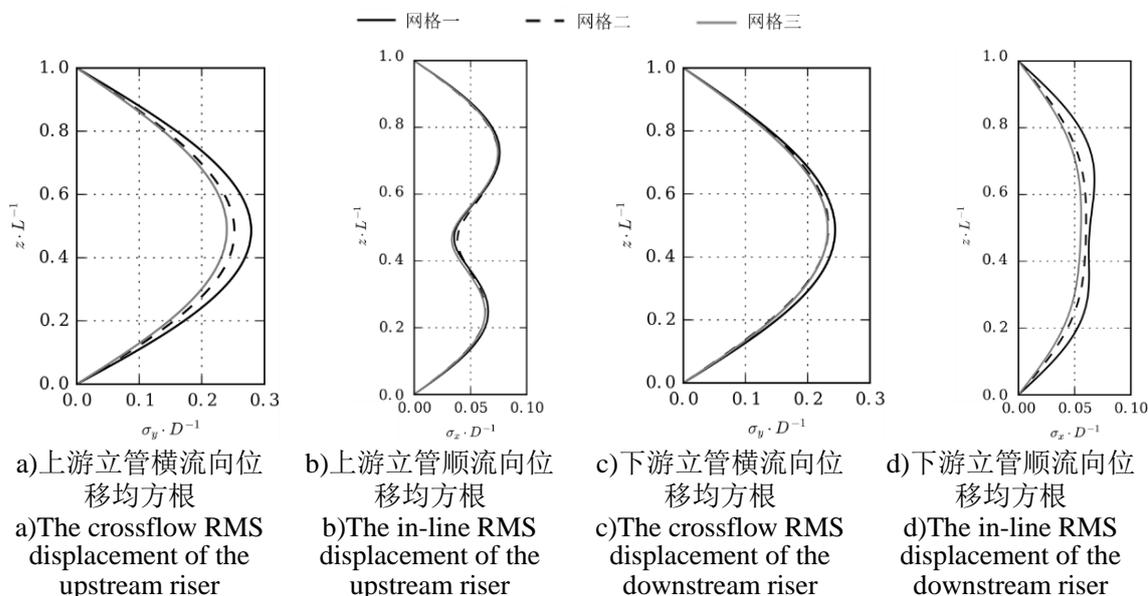


图 3-9 串联双立管横流向及顺流向位移均方根曲线

Fig.3-9 RMS displacement curves of the tandem risers in crossflow and in-line directions

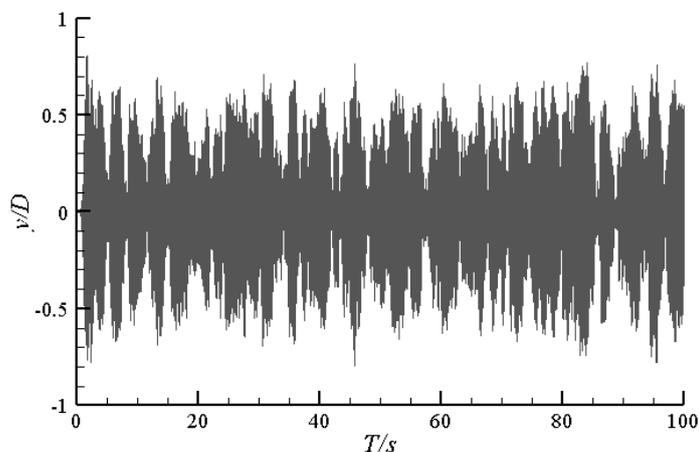


图 3-10 下游立管中间节点横流向位移时历曲线

Fig.3-10 Time-history crossflow displacement at the mid-span of the downstream riser

如图 3-10 所示，为下游立管中间节点的横流向位移时历曲线，可以看出中间节点的横流向振动趋于稳定，位移最大值接近 $0.8D$ 。图 3-11 为下游立管横流向及顺流向振动的瞬时轮廓叠加图，其中图 3-11(a)、3-11(b)、3-11(c)分别为模型试验中下游立管的横流向振动轮廓、顺流向振动轮廓以及相对于平衡位置的顺流向振

动轮廓；图 3-11(d)、3-11(e)、3-11(f)分别为与试验结果相对应的数值模拟结果。可以看出，下游立管横流向及顺流向的振动模态均为一阶。模型试验中，下游立管横流向振幅范围为 $-0.75D \sim 0.68D$ ，顺流向振幅范围为 $-0.03D \sim 0.18D$ ；与试验结果相对应的数值模拟结果分别为，横流向振幅范围 $-0.74D \sim 0.68D$ ，顺流向振幅范围 $-0.04D \sim 0.17D$ 。数值计算结果与模型试验结果基本一致，数值误差在可接受范围内。

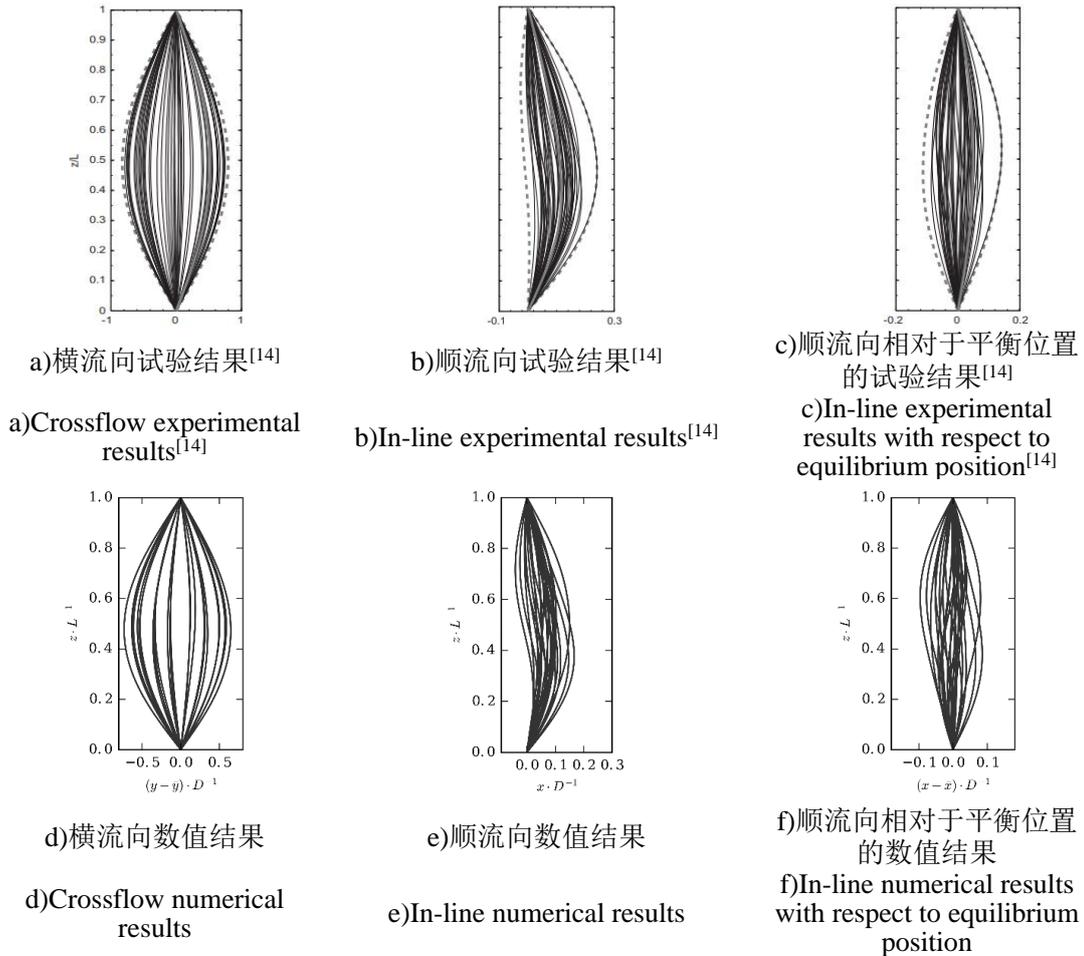


图 3-11 下游立管横流向及顺流向振动的瞬时轮廓叠加图

Fig.3-11 Overlay of instantaneous profiles of the downstream riser in crossflow and in-line directions

图 3-12 为下游立管中间节点的位移功率谱，其中图 3-12(a)、3-12(b)分别为横流向及顺流向位移功率谱的试验结果，图 3-12(c)、3-12(d)分别是与试验结果相对应的数值结果。可以看出，模型试验中，下游立管的横流向振动为单一频率的一阶模态，频率约为 6Hz；下游立管顺流向表现出了多模态振动特性，主振模态为一阶，主振频率约为 6Hz，同时存在较为微弱的二阶模态成分，频率约为 12.5Hz。

数值模拟中，下游立管的横流向振动响应与试验结果一致，为单一频率的一阶振动模态，振动频率为 6Hz；顺流向主振频率仍为 6Hz，并且数值结果中同样发现了较为微弱的二阶模态成分，其频率约为 14Hz，与试验结果有一定的差异。引起顺流向二阶振动频率误差的原因可能是，本文的数值模拟中采用二维流场切片代替三维流场，未考虑尾涡的三维效应，并且在将水动力载荷映射到结构单元时对每个切片所代表的立管长度范围采用均匀插值，难以精确模拟实际水动力载荷的分布。整体而言，数值模拟结果与试验结果基本一致。

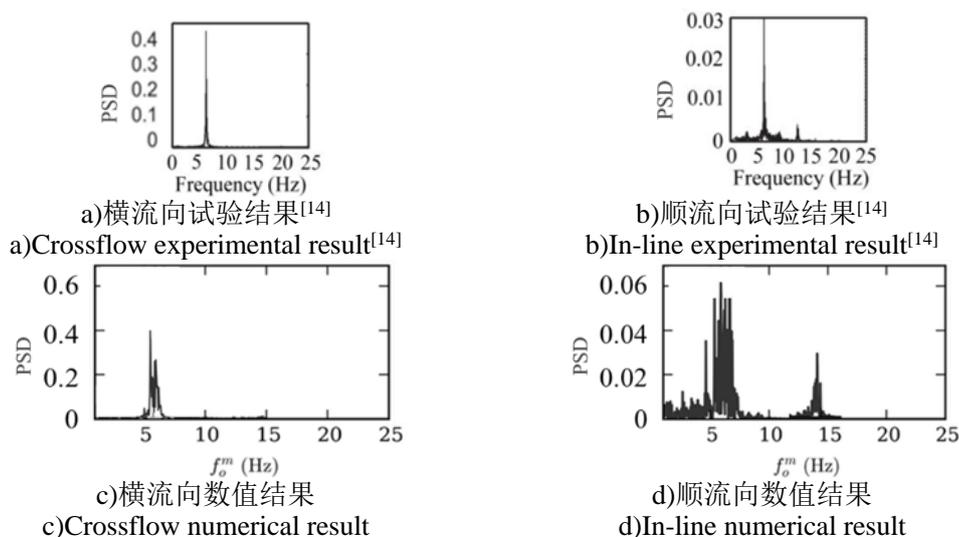
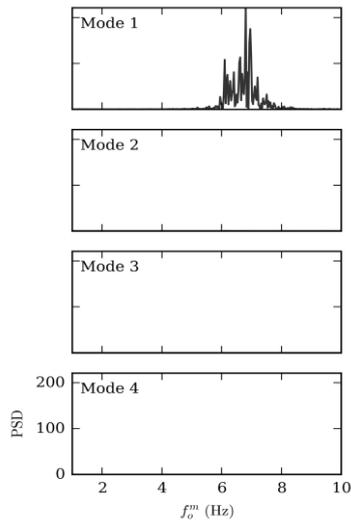


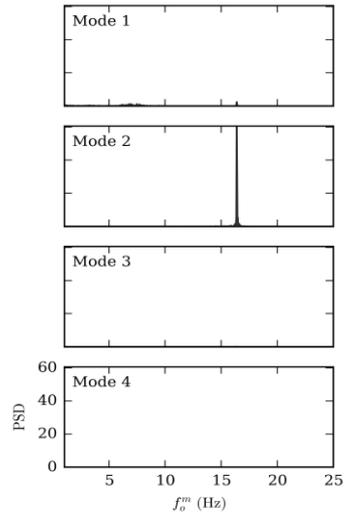
图 3-12 下游立管中间节点的位移功率谱密度

Fig.3-12 Displacement PSD of the middle node of the downstream riser

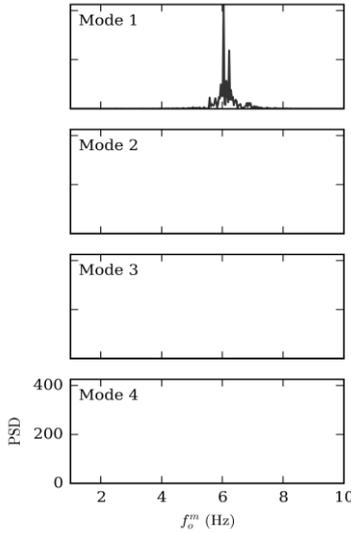
图 3-13 给出了上下游立管横流向及顺流向的模态功率谱密度。可以看出，上游立管横流向表现为纯一阶振动模态，主振频率约为 6.7Hz，且对应一个较宽的频率区间。这说明上游立管横流向振动响应在整个时间历程内存在多个频率成分的参与，而并非完全保持定常的周期性振动。上游立管顺流向表现为单一频率的纯二阶振动模态，主振频率约为 16.2Hz；下游立管横流向表现为单一频率的一阶振动模态，频率约为 6Hz，与试验结果一致。下游立管顺流向表现出多模态振动特性，包含频率约为 6Hz 的一阶主振模态成分和相对微弱的频率约为 14Hz 的二阶模态成分。对比分析图 3-13(b)和图 3-13(d)中的上下游立管顺流向的模态功率谱密度可以发现，下游立管顺流向的二阶振动模态成分受到了抑制，这是由于上游立管尾部高频的泻涡重附着于下游立管表面，干扰了下游立管的漩涡脱落。



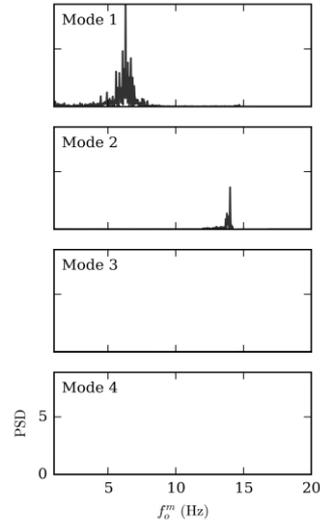
a)上游立管横流向模态功率谱密度
a)Crossflow modal PSD of the upstream riser



b)上游立管顺流向模态功率谱密度
b)In-line modal PSD of the upstream riser



c)下游立管横流向模态功率谱密度
c)Crossflow modal PSD of the downstream riser



d)下游立管顺流向模态功率谱密度
d)In-line modal PSD of the downstream riser

图 3-13 上下游立管振动模态功率谱密度

Fig.3-13 Modal PSDs of the upstream and downstream risers

基于以上分析可知，viv-FOAM-SJTU 求解器可以有效地求解柔性双立管涡激振动问题，且求解精度较高。

3.3 本章小结

本章基于修改后的 viv-FOAM-SJTU 求解器，选取 Lehn^[18]及 Huera-Huarte 和 Bearman^[14]两个标准模型试验进行验证计算。本章首先在 3.1 节中选取 Lehn^[18]系

列试验中的 1103 号试验工况进行数值模拟，从振动幅值响应及频率响应两方面进行对比分析，数值结果与试验结果基本吻合，验证了求解器求解柔性单立管涡激振动问题的有效性。进一步地，本章在 3.2 节中选取 Huera-Huarte 和 Bearman^[14] 系列试验中立管间距为 $3D$ ，流速为 0.55m/s 的试验工况进行验证计算，对比分析了下游立管顺流向及横流向的振动轮廓以及中间节点的位移功率谱，数值结果与试验结果基本一致，证明了求解器求解柔性双立管涡激振动问题的可信性。以上开展的模型试验验证计算，为本文后续的数值模拟工作打下了基础。

第四章 不同浸没长度下串列双立管涡激振动数值研究

本章在 3.2 节的基础上，对串列柔性双立管涡激振动进行数值模拟，立管间距固定为 $3D$ ，双立管在横流向及顺流向均可自由振动，双立管浸没长度分别取 $0.4L$ 、 $0.55L$ 、 $0.7L$ 、 $0.85L$ 、 $1L$ 。通过改变立管浸没长度，分析不同浸没长度工况中串列双立管涡激振动响应特性。

4.1 计算模型及工况设置

本章选取的计算模型为 Huera-Huarte 和 Bearman^[14]中的试验模型，立管模型的主要参数见表 3-3。串列双立管垂直布置于来流中，立管间距取 $3D$ 。双立管的浸没长度（记为 L_s ）分别取 $0.4L$ 、 $0.55L$ 、 $0.7L$ 、 $0.85L$ 和 $1L$ ，分别记为工况一、二、三、四、五，除工况五中双立管完全浸没于水中，其余工况中双立管上部处于空气中。如图 4-1 所示为双立管布置示意图，双立管下部均匀来流的流速取 0.3m/s ，详细计算工况如表 4-1 所示。其余计算条件的设置与 3.2 节中选取的模型试验保持一致。

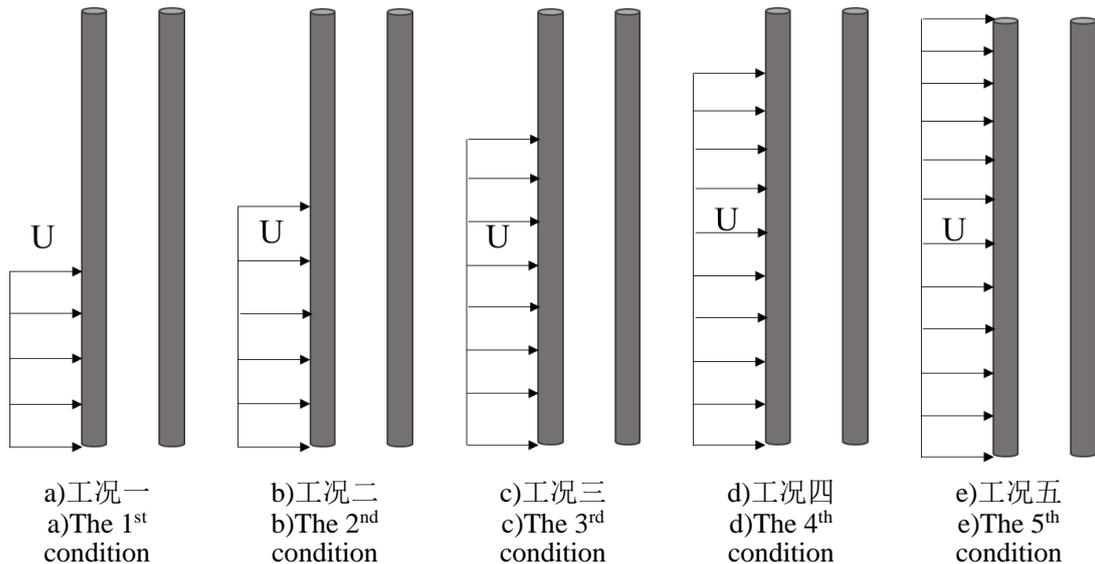
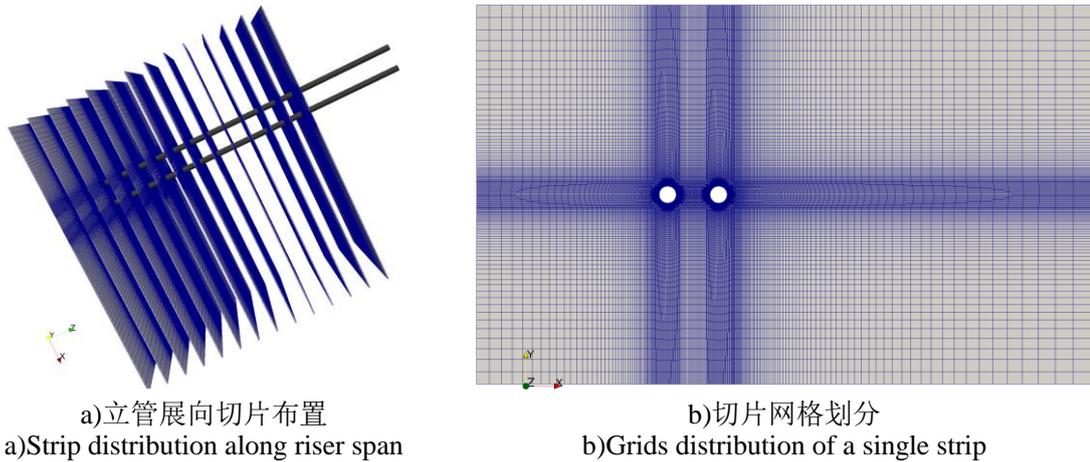


图 4-1 不同浸没长度下的串列双立管

Fig.4-1 Tandem risers with different submerged lengths

本章所有计算工况均采用 3.2 节中的切片网格二进行数值模拟，二维流场切片沿立管展向均匀布置于双立管的浸没长度部分，切片数量与立管浸没长度成正比。由于立管水上部分所受的升阻力载荷较小，本章参考 Chen 等^[113]忽略立管水

上部分所受升阻力，且不在立管水上长度部分布置切片以减少网格量。在所有工况中，单个切片的网格划分情况一致，切片计算域的大小设置为：流动入口距上游立管 $15D$ ，流动出口距下游立管 $30D$ ，上下边界距立管 $15D$ 。以浸没长度为 $0.7L$ 的工况为例，立管展向切片布置以及单个切片的网格划分情况如图 4-2 所示。靠近立管的圆形区域的网格划分较为精细，靠近计算域边界的网格相对稀疏。



a)立管展向切片布置

a)Strip distribution along riser span

b)切片网格划分

b)Grids distribution of a single strip

图 4-2 立管展向切片布置及切片网格划分

Fig.4-2 Strip distribution along the riser span and grids distribution of a single strip

表 4-1 第四章计算工况

Table 4-1 Computational conditions in Chapter 4

工况	浸没长度 (L_s)	流场切片数	立管间距 (S)	流速 (U)
工况一	$0.4L$	8	$3D$	0.3m/s
工况二	$0.55L$	11	$3D$	0.3m/s
工况三	$0.7L$	14	$3D$	0.3m/s
工况四	$0.85L$	17	$3D$	0.3m/s
工况五	$1L$	20	$3D$	0.3m/s

本章后续两节将分别对工况一、二、三、四、五中上游立管以及下游立管的涡激振动响应特性进行介绍，以说明不同浸没长度对串列双立管涡激振动响应的影晌。

4.2 上游立管涡激振动响应特性

本节将分别从立管展向的位移响应、频率响应以及立管的模态响应等方面分析浸没长度对上游立管涡激振动响应特性的影响。

如图 4-3 所示为上游立管横流向以及顺流向的无量纲化位移均方根沿立管展向的分布。可以看出，工况一中上游立管的横流向位移均方根最小，其最大位移均方根值出现在 $0.4L$ 处，约为 $0.05D$ 。工况二、三、四中上游立管的横流向位移均方根均明显大于工况一，最大位移均方根约为 $0.1D$ ，而工况五中上游立管的横流向位移均方根最大为 $0.22D$ ，这是由于浸没长度的增加使得立管所受的水动力载荷增大。但上游立管的横流向位移均方根在工况二、三、四中未表现出明显差异，基本不受浸没长度的影响。上游立管的顺流向位移均方根在工况五中最大，约为 $0.072D$ ，在工况一和工况四中为 $0.069D$ ，而在工况二和工况三中最小，仅为 $0.01D$ 。这是由于上游立管的顺流向主振模态在工况一、工况四和工况五中为一阶，频率较低，而在工况二和工况三中为二阶，频率较高。高频率的振动使得振动位移来不及充分发展便已进入下一振动周期，因此工况二和工况三中的顺流向位移均方根值相对较小。同时可以看出，工况三中上游立管中间节点的位移均方根略大于工况二。

图 4-4 给出了五个工况中上游立管的顺流向振动平均位置曲线。可以看出，浸没长度的增加使得立管所受阻力增大，上游立管顺流向振动的平衡位置明显增大，即立管的顺流向变形加剧。如图 4-5 给出了五个工况中上游立管的顺流向振动瞬时轮廓。可以明显地看出，上游立管的顺流向主振模态在工况一、工况四和工况五中为一阶，而在工况二和工况三中为二阶。并且随着浸没长度的增加，上游立管的顺流向振动逐渐偏离初始位置，立管变形加剧。

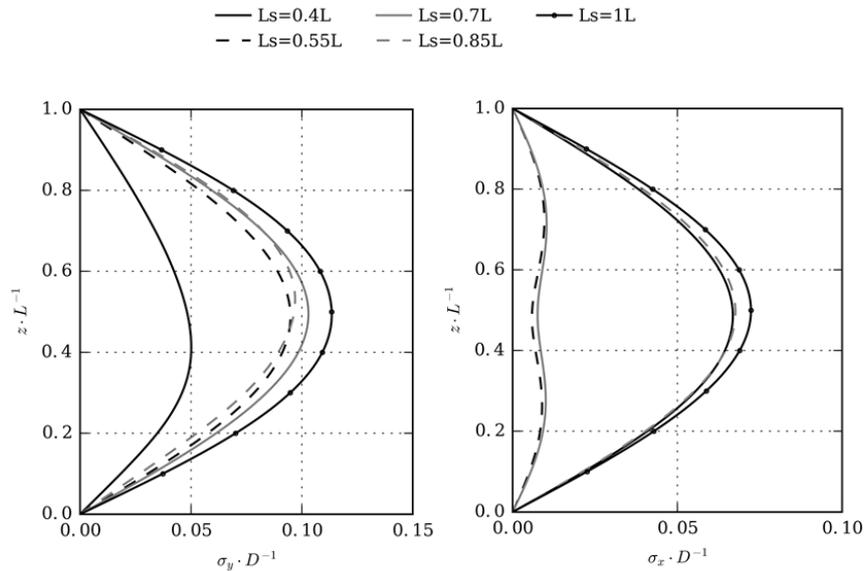


图 4-3 上游立管横流向及顺流向的无量纲化位移均方根

Fig.4-3 Dimensionless RMS of crossflow and in-line displacements of the upstream riser

— Ls=0.4L — Ls=0.7L — Ls=1L
 - - Ls=0.55L - - Ls=0.85L

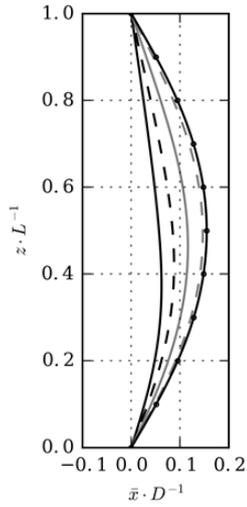


图 4-4 上游立管顺流向振动平均位置曲线

Fig.4-4 Average position curves of the upstream riser's in-line vibrations

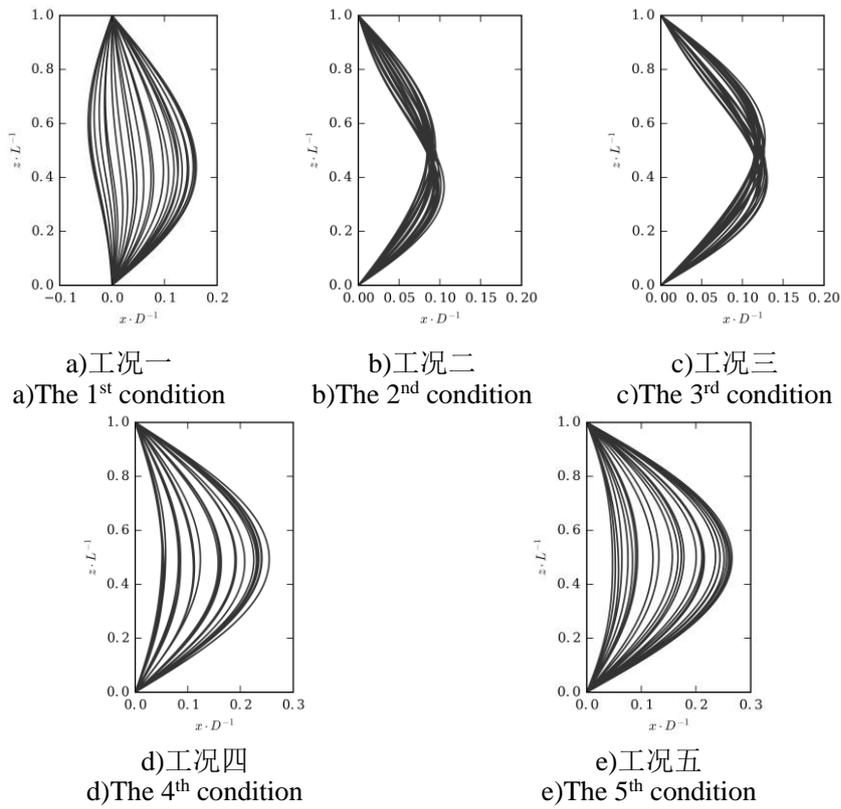


图 4-5 上游立管顺流向振动瞬时轮廓叠加图

Fig.4-5 Overlay of instantaneous in-line vibration profile of the upstream riser

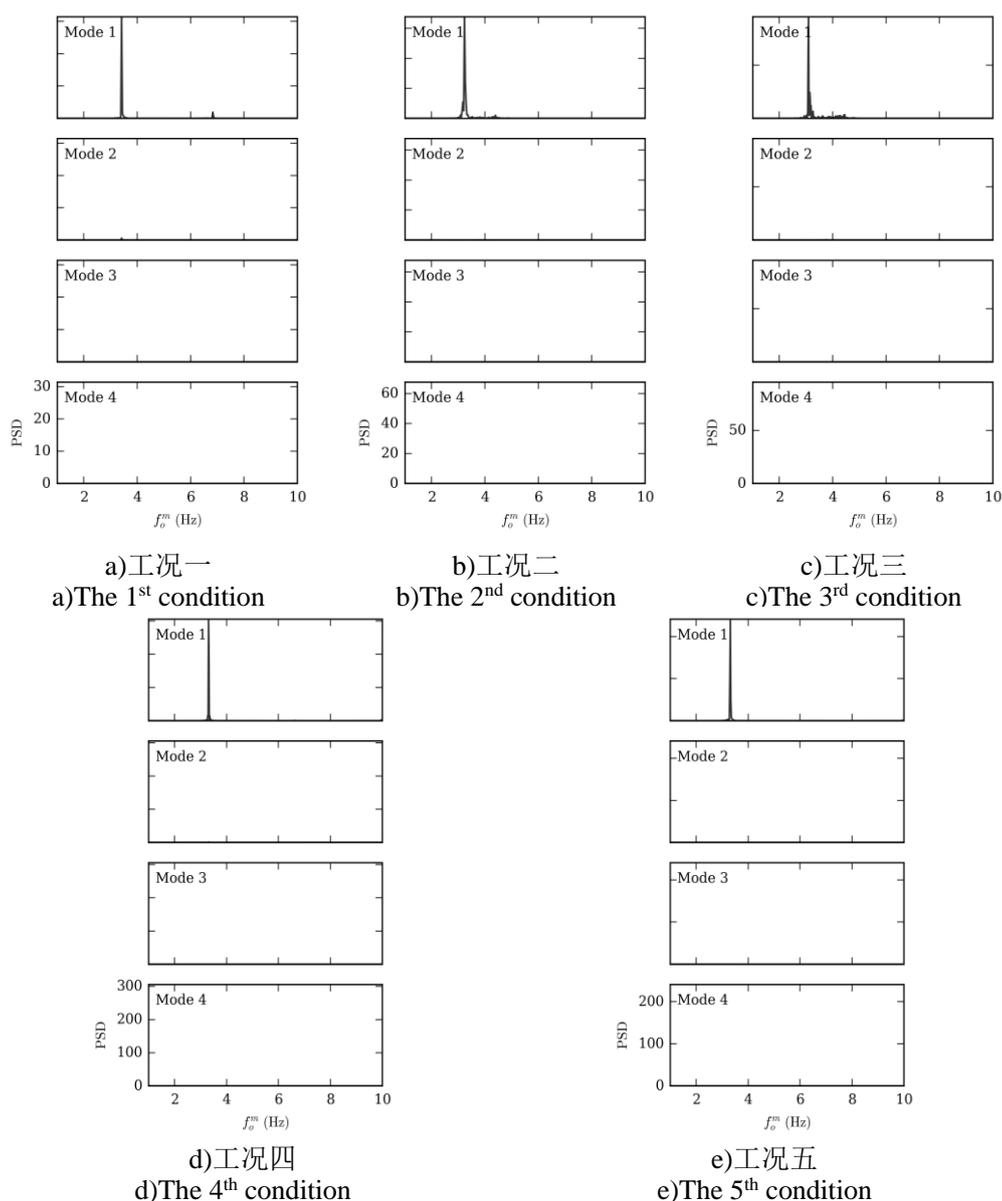


图 4-6 上游立管横流向位移模态权重功率谱密度

Fig.4-6 Modal weight PSDs of crossflow displacements of the upstream riser

图4-6给出了上游立管横流向的位移模态权重功率谱密度。从图4-6可以看出，五个工况中上游立管横流向均表现为一阶振动模态，主振频率分别为 3.4Hz、3.2Hz、3.1Hz、3.2Hz、3.2Hz。工况一中上游立管的横流向主振频率最高，同时出现了十分微弱的一阶高频成分，约为 6.9Hz，这是导致工况一中上游立管的横流向位移均方根远小于其他三个工况的原因之一。另外，工况三中上游立管的主振频率最低，因此其横流向位移均方根也略大于工况二和工况四。工况二、四、五中横流向主振频率相同，结合图 4-3 中上游立管的横流向位移均方根响应，工况五

中上游立管横流向位移均方根最大，这是由于工况五中立管完全浸没于水中，所受水动力载荷更大。

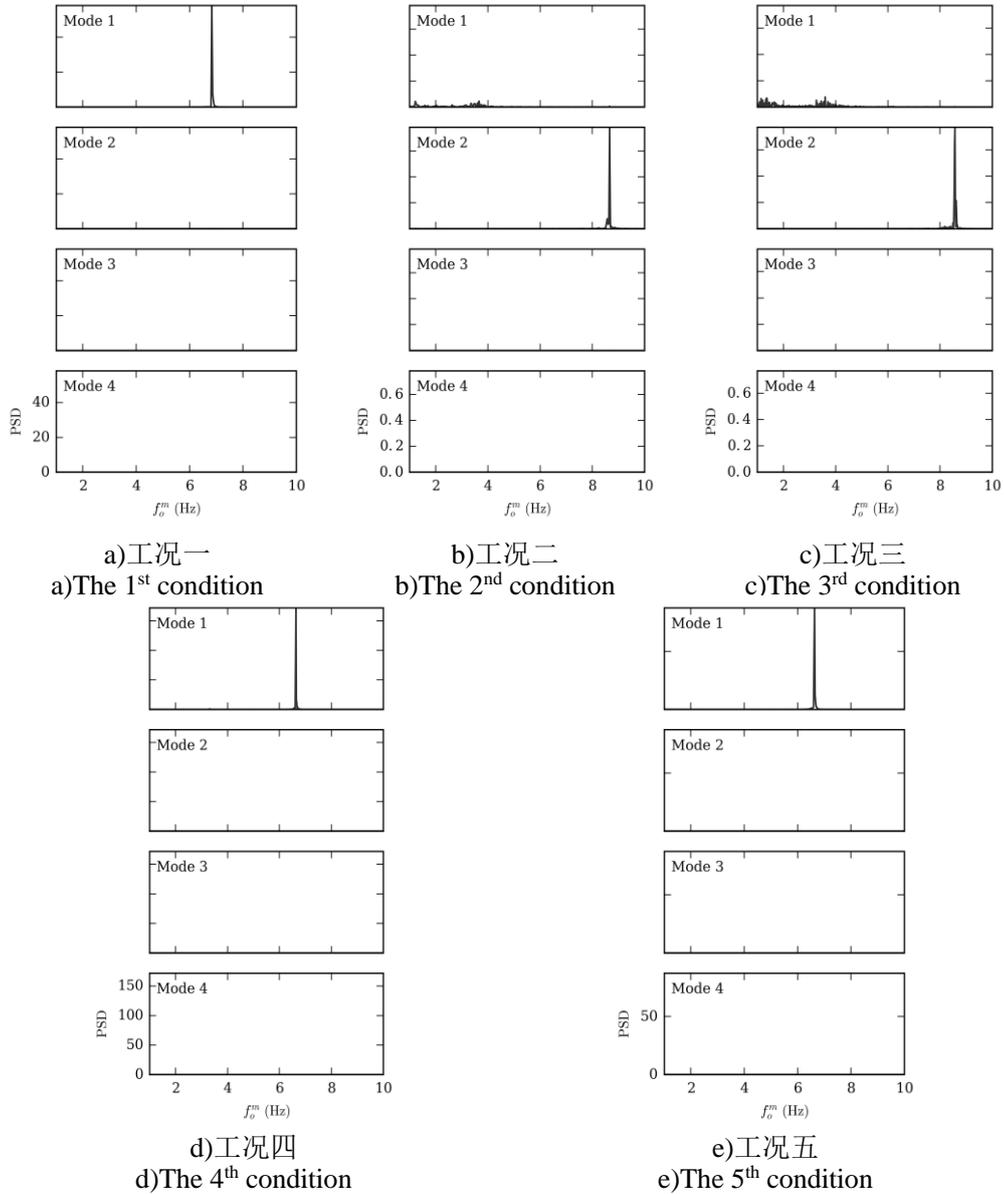


图 4-7 上游立管顺流向位移模态权重功率谱密度

Fig.4-7 Modal weight PSDs of in-line displacements of the upstream riser

图4-7给出了上游立管顺流向的位移模态权重功率谱密度。从图4-7可以看出，上游立管在工况一、工况四以及工况五中的顺流向主振模态均为一阶，主振频率分别为 6.9Hz、6.6Hz、6.6Hz；在工况二和工况三中的顺流向主振模态均为二阶，主振频率分别为 8.7Hz 和 8.6Hz，同时具有十分微弱的一阶模态成分。结合图 4-3 中上游立管的顺流向位移均方根曲线，由于上游立管在工况二和工况三中的顺流

向主振模态为二阶，主振频率较高，因此其最大位移均方根值相对较小。同时，工况三中上游立管的顺流向主振频率略低于工况二，其一阶模态成分占比也比工况二略大，并且工况三中立管所受的阻力载荷也相对更大，因此其顺流向位移均方根略大于工况二。当立管浸没长度为 $0.4L$ ，即工况一，上游立管所受水动力载荷较小，不足以激发高阶振动模态；当立管浸没长度增大到 $0.55L$ 和 $0.7L$ 时，上游立管所受水动力载荷增加，其顺流向主振模态增大为二阶；当立管浸没长度进一步增大到 $0.85L$ 和 $1L$ ，上游立管的顺流向主振模态却降低为一阶，这是由于尽管此时立管整体所受水动力载荷增大，但水动力载荷沿立管展向的分布比工况二和工况三更加对称，反而不易激发高阶振动模态。

4.3 下游立管涡激振动响应特性

本节给出工况一、二、三、四和五中下游立管涡激振动响应的计算结果，从位移响应、频率响应以及模态响应等方面展开分析。

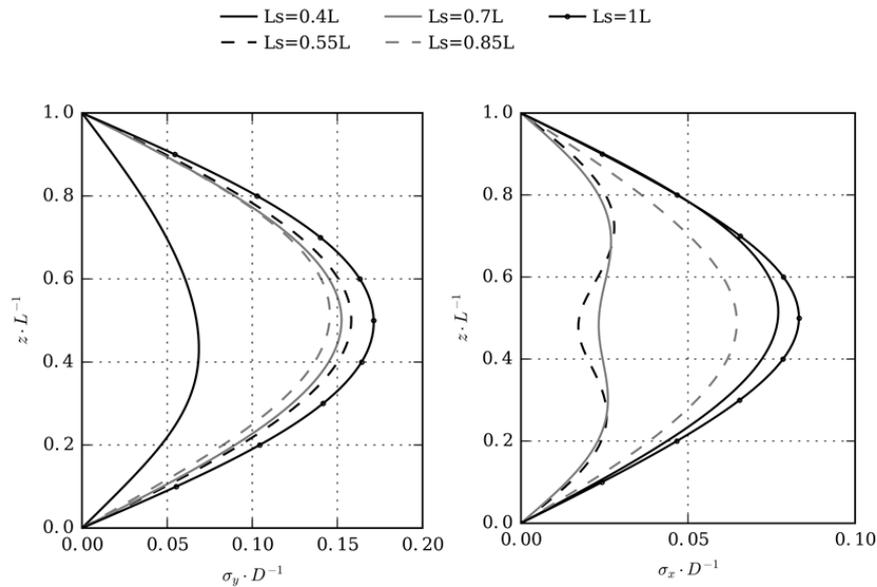


图 4-8 下游立管横流向及顺流向的无量纲化位移均方根

Fig.4-8 Dimensionless RMS of crossflow and in-line displacements of the downstream riser

如图 4-8 所示为五个工况中下游立管横流向以及顺流向的无量纲化位移均方根沿立管展向的分布。结合图 4-3，各工况中下游立管的横流向以及顺流向位移均方根较上游立管均有所增大。下游立管横流向的位移均方根在工况一中最小，工况一中最大位移均方根值约为 $0.067D$ ；位移均方根在工况二、三、四中则呈现出减小的趋势，但整体差异较小；工况五中横流向位移均方根最大，约为 $0.17D$ ，

这是由于其浸没长度最大，所受水动力载荷最大。下游立管顺流向的位移均方根在工况五中达到最大，最大位移均方根值约为 $0.085D$ ；工况一和工况四中下游立管顺流向的最大位移均方根值分别为 $0.078D$ 和 $0.065D$ ；工况二和工况三中的顺流向位移均方根相较于工况一、工况四以及工况五明显偏小，这是由于工况二和工况三中下游立管的顺流向主振模态为二阶，高于工况一和工况四。

图 4-9 给出了下游立管顺流向振动的平均位置曲线。可以看出，随着浸没长度的增加，下游立管所受的水动力载荷增加，顺流向振动的平均位置逐渐增大，这与 4.2 节中图 4-4 给出的结论相同。图 4-10 给出了五个工况中下游立管的顺流向振动瞬时轮廓。可以看出，在各工况选取的时间段内，工况一、工况四以及工况五中下游立管顺流向主振模态为一阶，而工况二和工况三中则均为二阶。另外，随着浸没长度的增加，下游立管的顺流向振动逐渐向流体流动方向（即 x 轴正向）偏移。

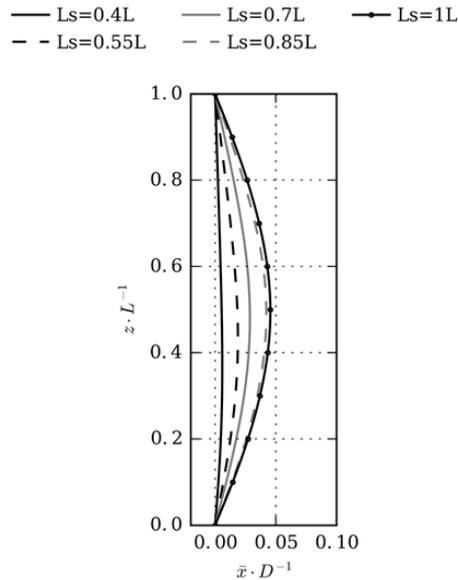


图 4-9 下游立管顺流向振动平均位置曲线

Fig.4-9 Average position curves of the downstream riser's in-line vibrations

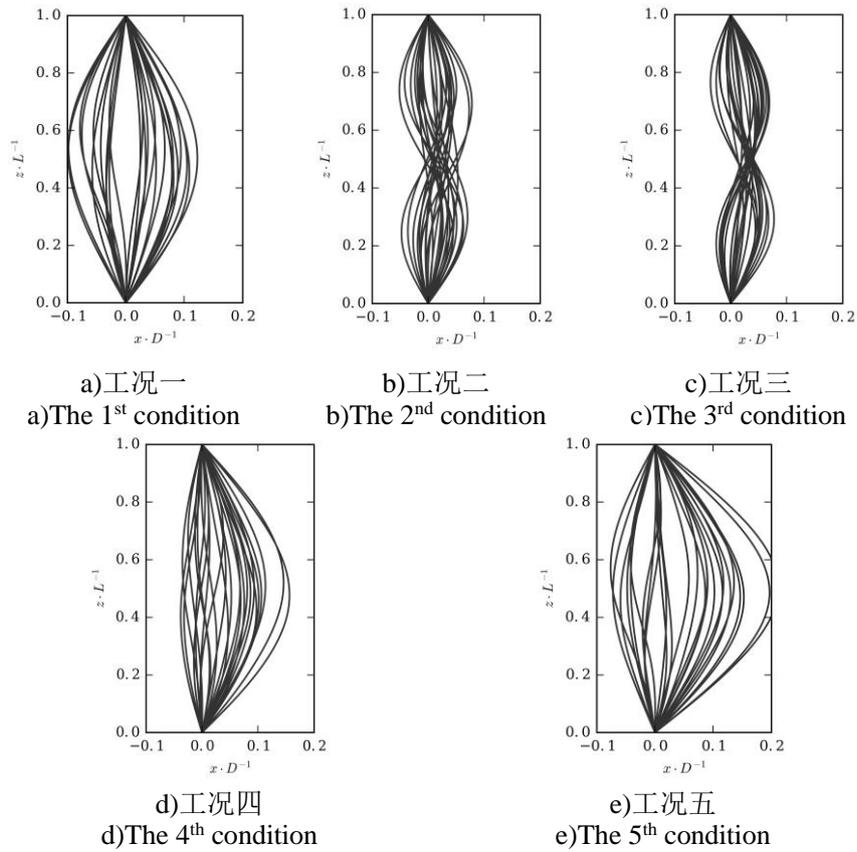


图 4-10 下游立管顺流向振动瞬时轮廓叠加图

Fig.4-10 Overlay of instantaneous in-line vibration profile of the downstream riser

图 4-11 给出了五个工况中下游立管横流向的位移模态权重功率谱密度。可以看出，下游立管横流向的主振模态均为一阶，工况一、二、三、四、五中下游立管的横流向主振频率分别为 3.4Hz、3.2Hz、3.1Hz、3.2Hz、3.2Hz。工况一中下游立管的横流向主振频率最高，同时存在明显的一阶高频成分，频率约为 6.9Hz，并且立管浸没长度最小，因此其横流向位移均方根最小。对比 4.2 节中的图 4-6 可以发现，五个工况中上下游立管的横流向频率响应均十分接近，这是由于立管间距仅为 $3D$ ，上游立管的尾部涡流对下游立管有较强的影响。

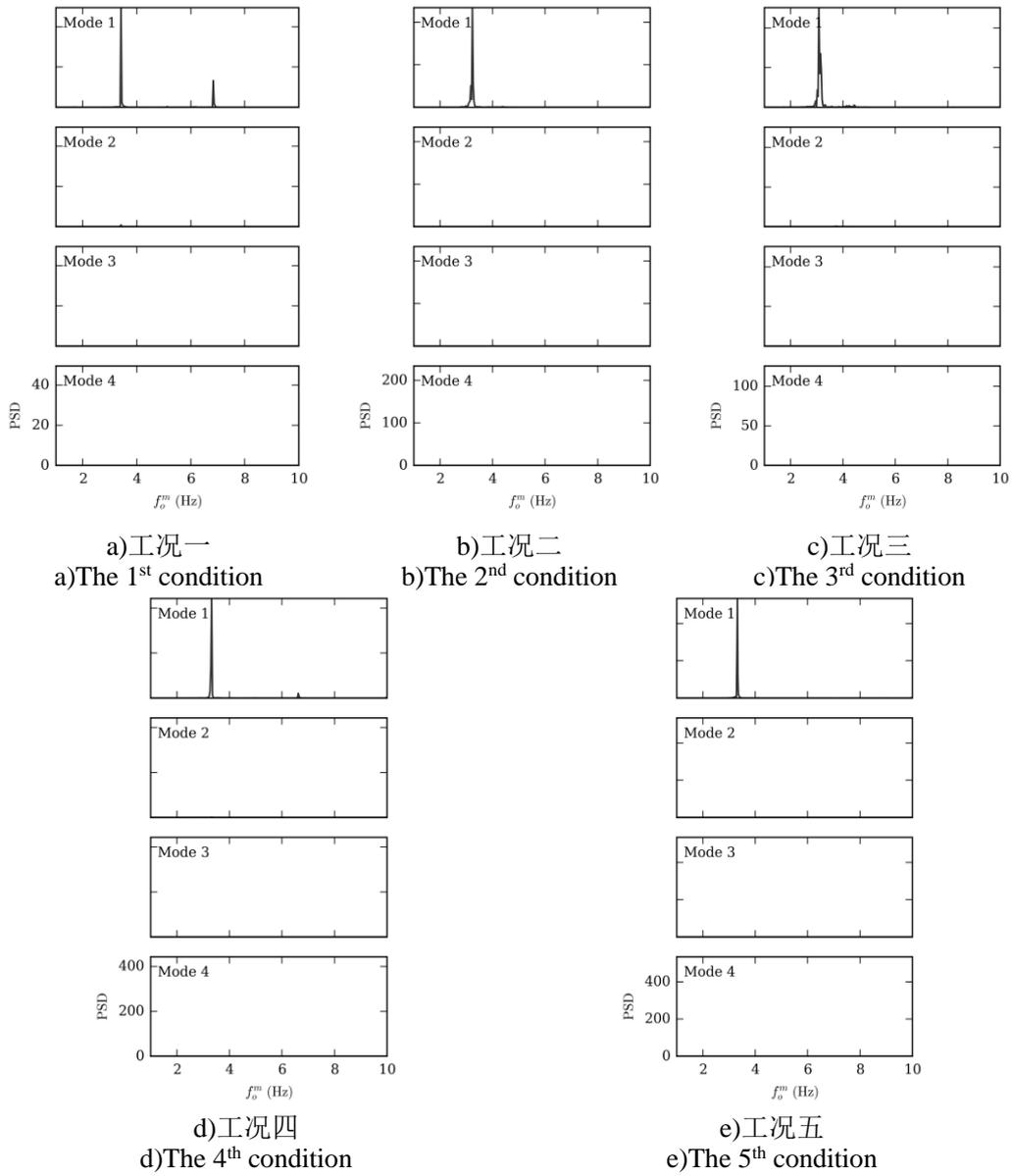


图 4-11 下游立管横流向位移模态权重功率谱密度

Fig.4-11 Modal weight PSDs of crossflow displacements of the downstream riser

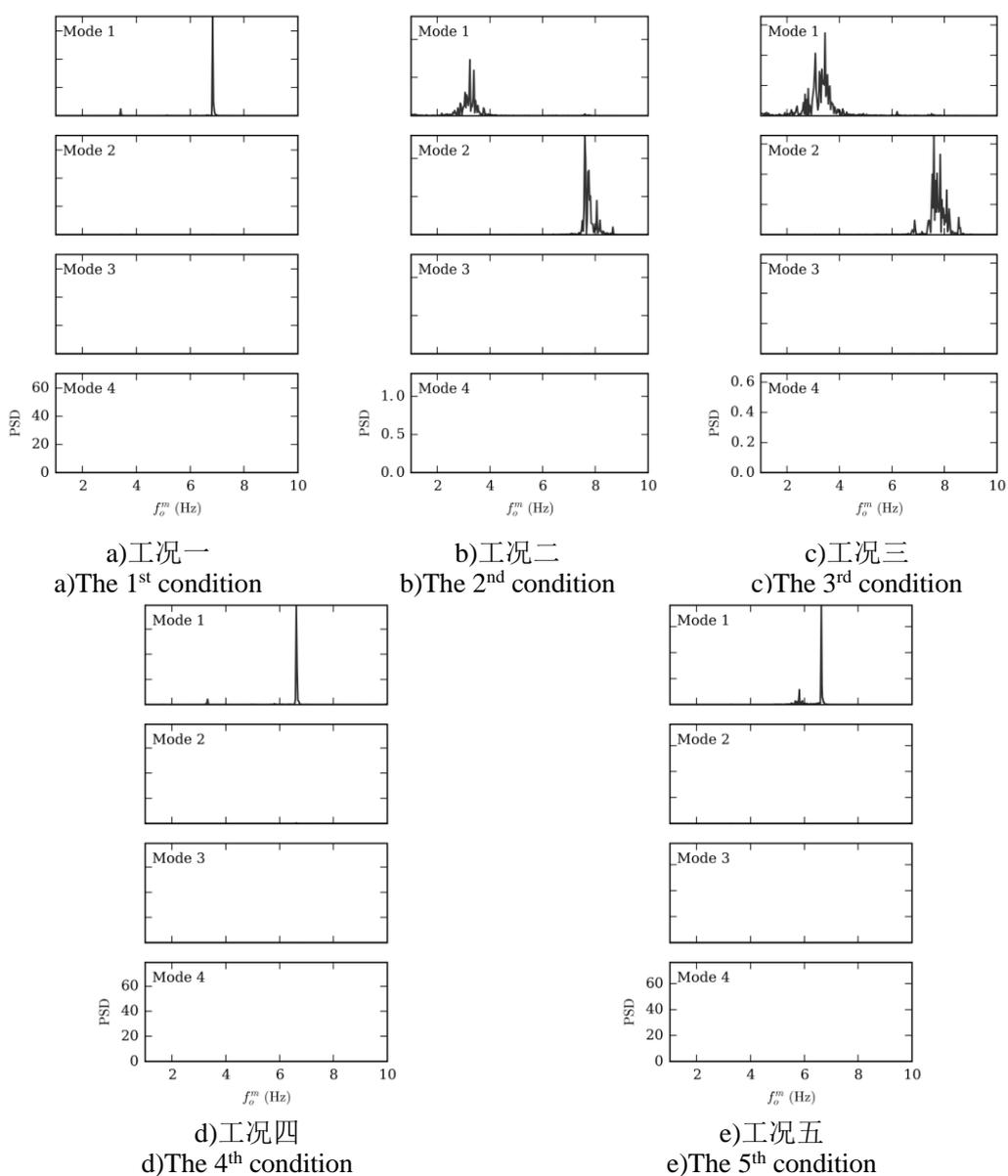


图 4-12 下游立管顺流向位移模态权重功率谱密度

Fig.4-12 Modal weight PSDs of in-line displacements of the downstream riser

图 4-12 给出了五个工况中下游立管顺流向的位移模态权重功率谱密度，下游立管的顺流向频率响应较为复杂。可以看出，下游立管顺流向在工况一、工况四以及工况五中均表现为一阶主振模态，主振频率分别为 6.9Hz、6.6Hz、6.6Hz，并且工况五中出现了约为 5.8Hz 的一阶低频成分。整体而言，工况一、四、五中，下游立管与上游立管的顺流向频率响应基本相同。工况二和工况三中下游立管的顺流向主振模态均为二阶，同时存在占较大比重的一阶模态成分，并且表现出明显的宽频振动特性。工况一中，立管浸没长度仅 0.4L，下游立管所受水动力载荷

较小，且受到上游立管泻涡的影响，因此下游立管顺流向不足以激发出二阶振动模态；工况二中，立管浸没长度增加到 $0.55L$ ，水动力载荷增加，顺流向足以激发二阶模态，但上游立管的泻涡在一定程度上抑制了下游立管的正常泻涡，因此尽管下游立管顺流向的主振模态为二阶，但仍存在占较高比重的一阶模态成分；工况三中，立管浸没长度进一步增大，上游立管对下游立管的泻涡抑制作用加强，下游立管顺流向一阶模态成分的比重增大；工况四和工况五中，立管浸没长度增加到 $0.85L$ 和 $1L$ ，下游立管展向的水动力载荷分布比工况二和工况三更为对称，且受到上游立管强烈的泻涡干扰，顺流向主振模态均为一阶。由于工况二和工况三中下游立管的顺流向主振频率较高，因此其顺流向的位移均方根值较工况一、工况四以及工况五更小。

图 4-13 给出了工况二和工况三中下游立管的顺流向位移模态权重时历曲线。可以看出，工况二和工况三中下游立管的顺流向振动在每个时刻均存在一阶和二阶模态成分的参与，表现出了明显的多模态振动特性。在整个时间历程内，下游立管的顺流向主振模态在一阶和二阶之间转换。

图 4-14 和图 4-15 分别为工况二和工况三中特定时间段内下游立管的顺流向位移时空云图。可以看出，图 4-14(a) 中下游立管的顺流向主振模态为二阶，图 4-14(b) 中转换为一阶，图 4-14(c) 中又转换为二阶。图 4-15 给出了相似的顺流向位移响应结果。这说明工况二和工况三中下游立管的顺流向振动随时间的发展发生了模态转换，在整个时间历程上同时存在一阶和二阶模态成分的参与。

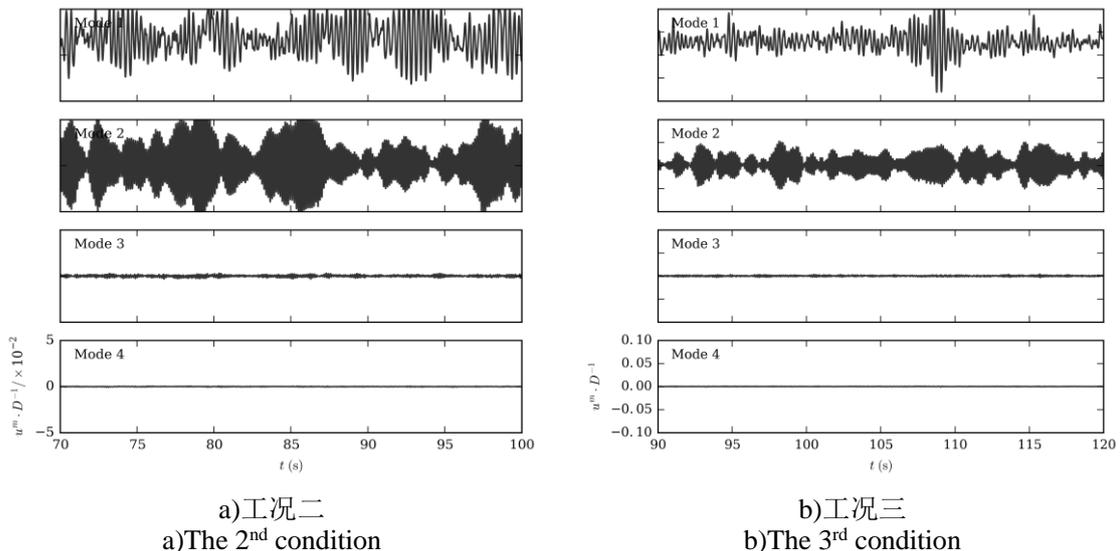


图 4-13 下游立管顺流向位移模态权重时历曲线

Fig.4-13 Time-history modal weights of the downstream riser's in-line displacement

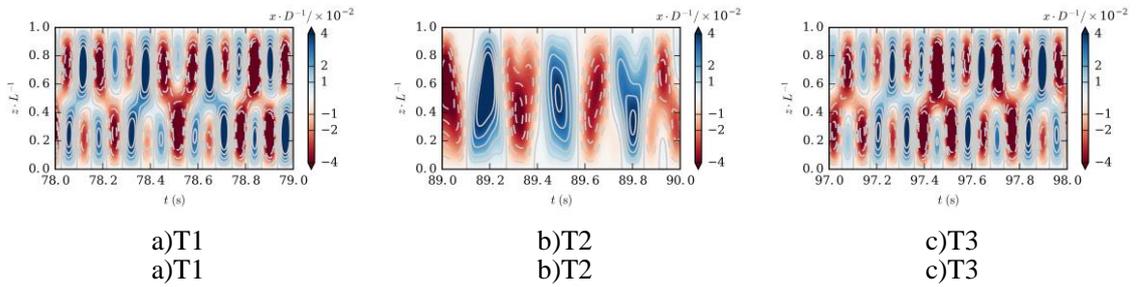


图 4-14 下游立管顺流向位移时空云图 (工况二)

Fig.4-14 Spatial temporal plot of the in-line displacement of the downstream riser in the 2nd condition

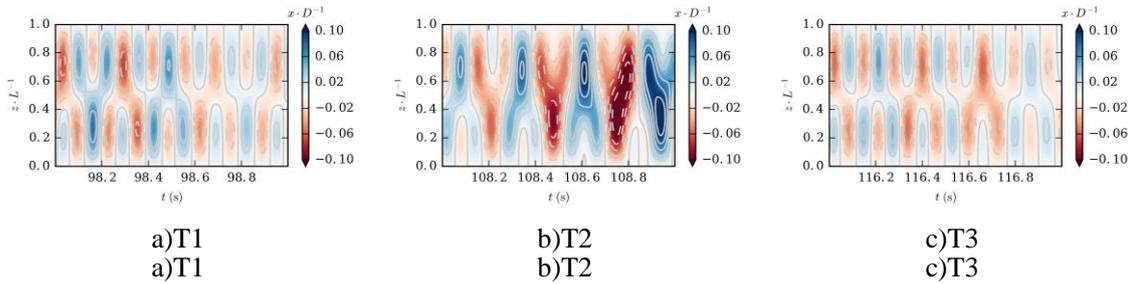


图 4-15 下游立管顺流向位移时空云图 (工况三)

Fig.4-15 Spatial temporal plot of the in-line displacement of the downstream riser in the 3rd condition

4.4 流场分析

本节通过分析工况一、二、三、四、五中串列双立管的涡激特性，进一步说明浸没长度对双立管涡激振动响应的影响。

如图 4-16 给出了五个工况中立管展向的瞬时尾涡脱落。可以看出，五个工况中上游立管的尾部涡流均附着于下游立管表面，对下游立管的正常涡流产生了较大影响。同时可以看出，立管展向各切片的涡流存在相位差，因此立管展向各个结构节点的位移响应也存在差异。

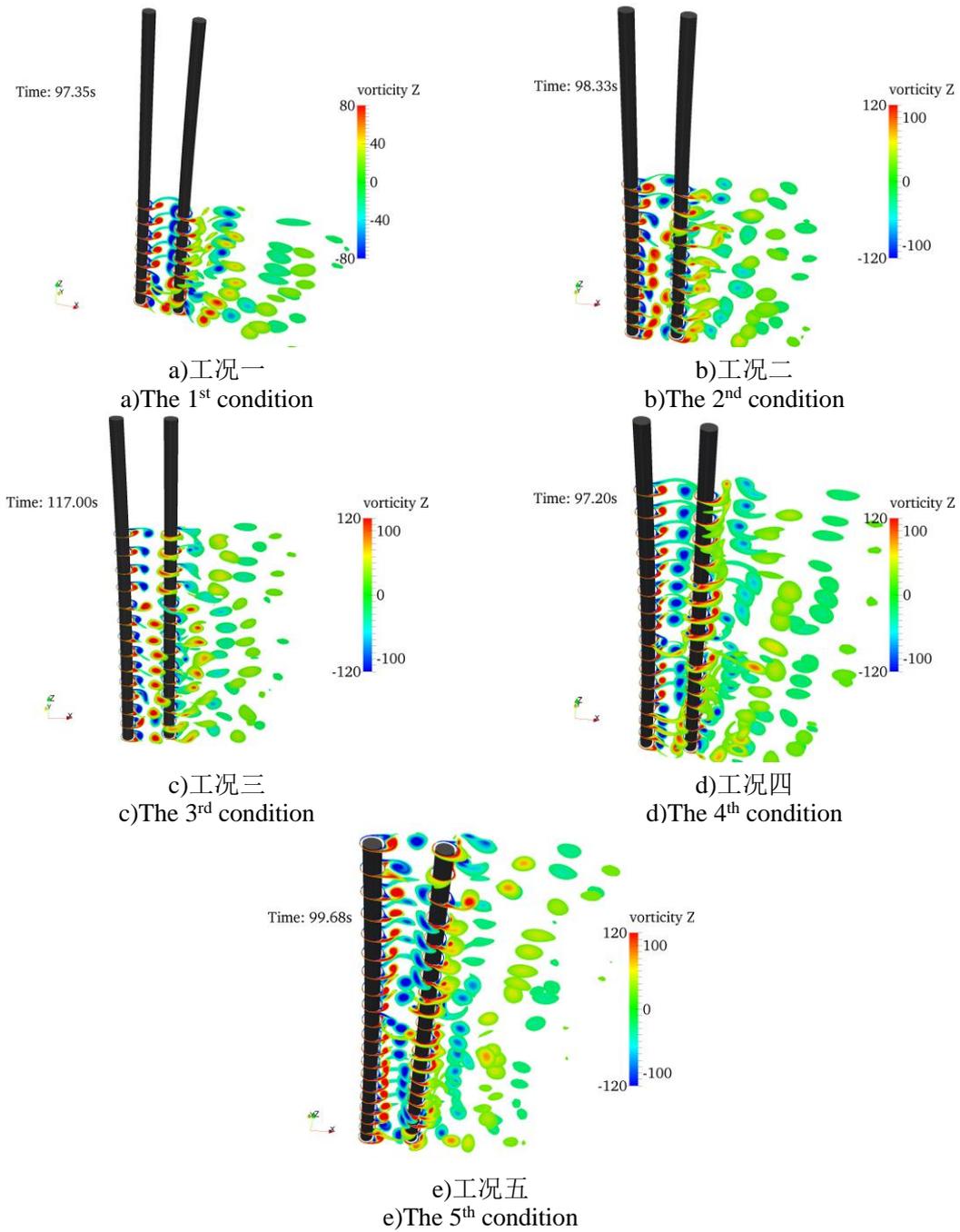


图 4-16 五个工况中立管展向的瞬时尾涡脱落

Fig.4-16 Instantaneous vortex shedding along riser span in the four conditions

为了更加清晰地观察切片的泻涡情况，图 4-17、图 4-18、图 4-19、图 4-20 以及图 4-21 分别给出了工况一、二、三、四、五中第八个流场切片（从下往上编号）在一个振动周期内的瞬时涡量。通过观察五个工况中第八个切片的尾涡发展，可以得出以下结论：由于串联双立管的间距较小，上游立管的尾涡在脱落后很快

便附着于下游立管的表面，这在一定程度上抑制了下游立管的正常泻涡。由于此时从上游立管表面脱落的漩涡仍较强，而下游立管自身的漩涡脱落未能充分发展，因此上游立管和下游立管的横流向振动较为同步，这与 4.2 节和 4.3 节中上游立管和下游立管横流向的频率响应十分接近的结论一致。结合图 4-16 分析，沿立管展向各切片中上游立管的尾涡对下游立管的泻涡均有较大影响。随着浸没长度的增大，尽管下游立管所受水动力载荷增加，但同时上游立管对其泻涡的抑制作用加强，并且立管展向的水动力载荷分布也更为对称。因此下游立管顺流向的主振模态在工况二和工况三中增大为二阶，同时存在比重较高的一阶模态成分，而在工况四和工况五中其主振模态降为一阶。

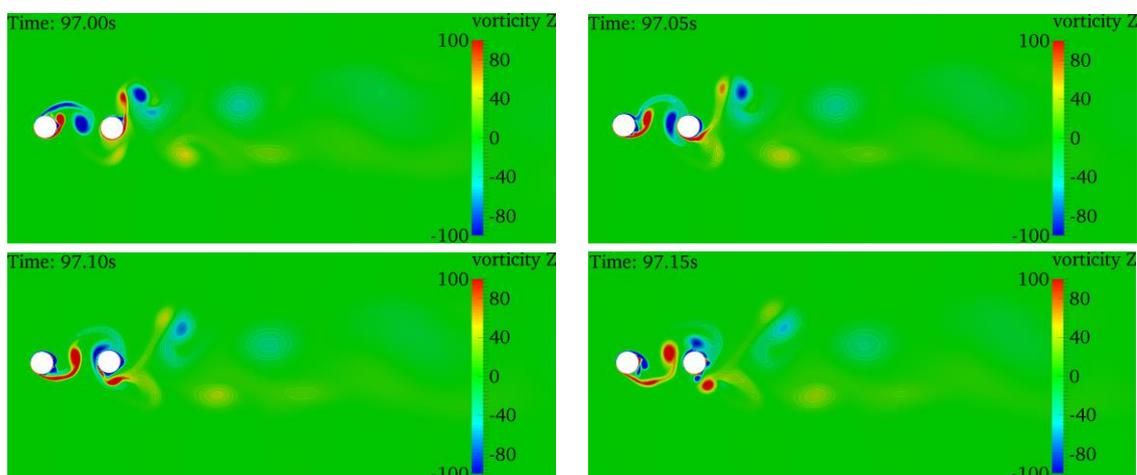


图 4-17 第八个切片一个振动周期内的瞬时涡量图（工况一）

Fig.4-17 Instantaneous vorticity plot of the 8th strip in a vibration period(The 1st condition)

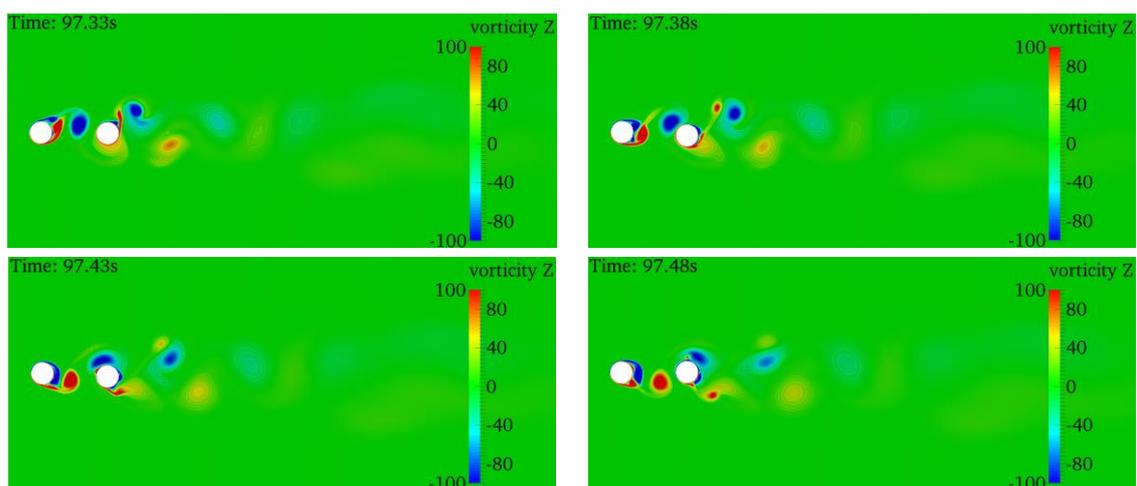


图 4-18 第八个切片一个振动周期内的瞬时涡量图（工况二）

Fig.4-18 Instantaneous vorticity plot of the 8th strip in a vibration period(The 2nd condition)

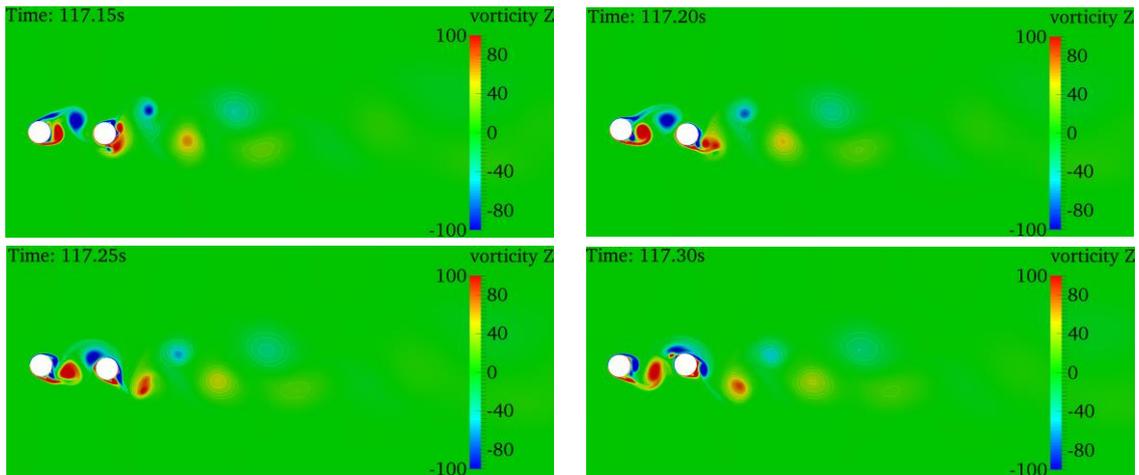


图 4-19 第八个切片一个振动周期内的瞬时涡量图 (工况三)

Fig.4-19 Instantaneous vorticity plot of the 8th strip in a vibration period(The 3rd condition)

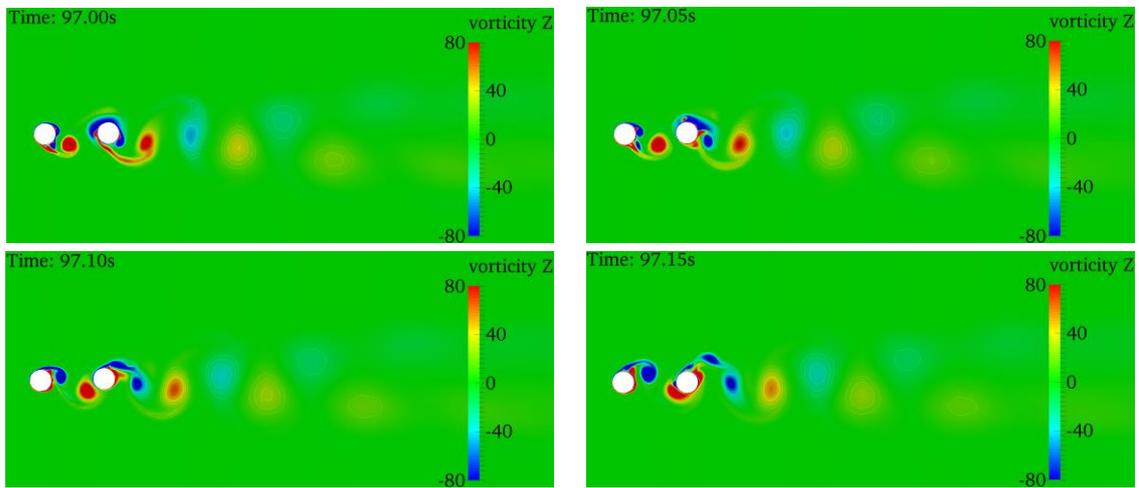


图 4-20 第八个切片一个振动周期内的瞬时涡量图 (工况四)

Fig.4-20 Instantaneous vorticity plot of the 8th strip in a vibration period(The 4th condition)

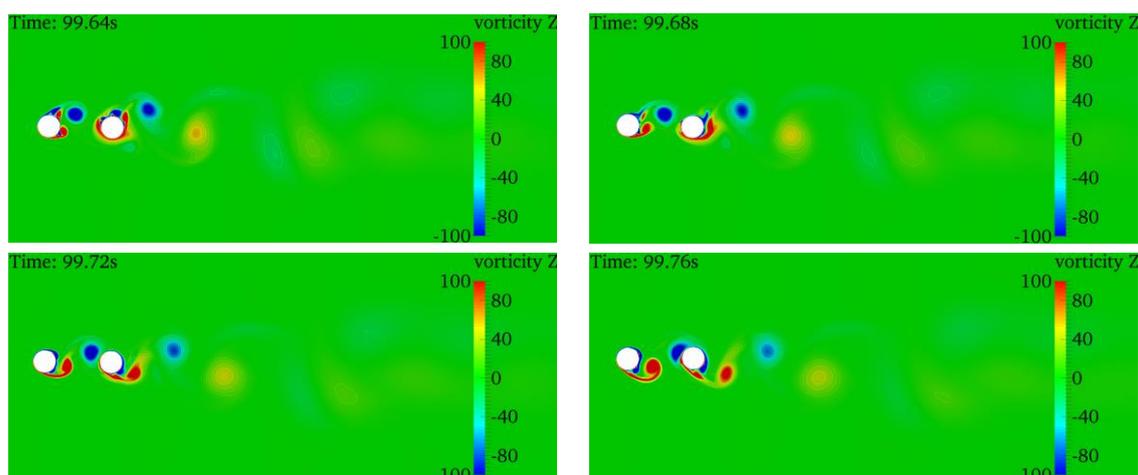


图 4-21 第八个切片一个振动周期内的瞬时涡量图（工况五）

Fig.4-21 Instantaneous vorticity plot of the 8th strip in a vibration period(The 5th condition)

4.5 本章小结

本章对不同浸没长度下的串列双立管涡激振动进行了数值模拟，双立管间距固定为 $3D$ ，流速取 0.3m/s ，立管浸没长度分别取 $0.4L$ ， $0.55L$ ， $0.7L$ ， $0.85L$ 和 $1L$ ，分别记为工况一、二、三、四、五。五个工况中，上游立管和下游立管的横流向位移响应未表现出明显的规律性，由于工况一中立管的浸没长度最小，因此上游立管和下游立管的横流向位移在工况一中最小，而在工况五中最大。上游立管和下游立管的顺流向位移在工况二和工况三中较小，而在工况一、工况四和工况五中较大，这是因为上游立管和下游立管的顺流向主振模态在工况二和工况三中均为二阶，而在工况一、四、五中为一阶，高频率的振动使得立管的振动位移得不到充分发展便已进入下一周期。通过分析上游立管和下游立管的顺流向振动平衡位置曲线可以发现，随着浸没长度的增加，立管所受的水动力载荷增加，上游立管和下游立管的顺流向变形加剧，顺流向振动的平衡位置也向流动方向偏移（即 x 轴正向）。上游立管和下游立管的横流向均为纯一阶振动模态，频率响应未表现出明显的规律性。但由于立管间距较小，下游立管受到上游立管强烈的尾流干扰，其自身的涡流受到了抑制，因此上游立管和下游立管的横流向频率响应十分接近。随着浸没长度的增加，上游立管和下游立管的频率响应以及模态响应表现出了不同的特性。上游立管的顺流向振动在工况一、四、五中均表现为纯一阶模态，而在工况二和工况三中则基本为纯二阶振动模态。这是由于工况一中立管浸没长度仅 $0.4L$ ，立管所受水动力载荷较小，不足以激发二阶振动模态；随着浸没长度的增加，水动力载荷增大，且工况二和工况三中立管展向的水动力载荷分布不均匀，

因此激发出二阶模态；当浸没长度继续增加，立管展向的水动力载荷分布越来越趋于对称，此时上游立管顺流向主振模态重新回到一阶。下游立管的顺流向频率响应以及模态响应的变化趋势与上游立管相似，但区别于上游立管，在工况二和工况三中下游立管的顺流向出现了较高比重的一阶模态成分。这是由于下游立管受到了上游立管尾涡的强烈干扰，其自身泻涡被抑制，这在一定程度上抑制了其二阶高频振动，因此出现了一阶模态和二阶模态并存的多模态振动特性。同时，通过工况二和工况三中下游立管的顺流向位移模态权重曲线以及位移时空云图可以发现多模态振动特性以及模态转换现象。立管展向的尾涡脱落图以及切片的瞬时涡量图中观察到了明显的尾流重附着现象。

第五章 不同布置形式下柔性双立管涡激振动数值模拟

本章对阶梯流中串列、并列以及错列三种不同布置形式下的柔性双立管涡激振动进行数值模拟，双立管在横流向及顺流向均可自由振动。本章通过分析不同工况中的双立管涡激振动响应特性，说明不同布置形式对双立管涡激振动响应的影响。

5.1 计算模型及工况设置

本章选取的计算模型仍为 Huera-Huarte 和 Bearman^[14]中的试验模型，立管模型的主要参数见表 3-3。根据第四章对不同浸没长度下串列双立管涡激振动的研究，当立管浸没长度为 $0.55L$ 和 $0.7L$ 时，下游立管表现出明显的多模态振动特性，因此本章设置双立管下部 65% 浸没于流速为 0.4m/s 的均匀来流中，其余部分处于空气中，且双立管在横流向及顺流向均可自由振动。如图 5-1 所示，双立管的布置形式主要分为串列、并列以及错列三种。其中 α 定义为错列角度，表示立管中心连线与水平线间的夹角。其余计算条件的设置与 3.2 节中选取的模型试验保持一致。

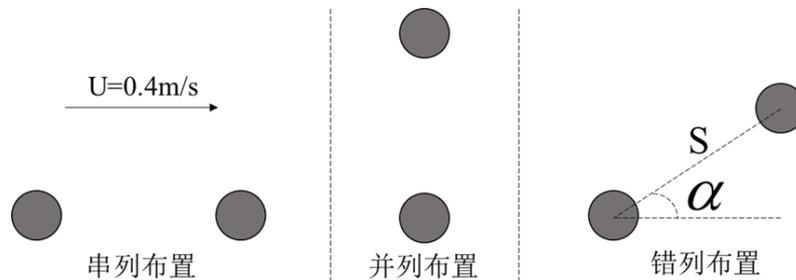
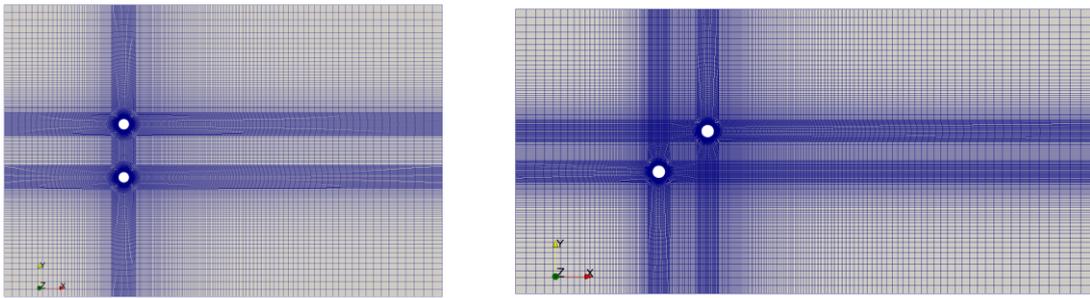


图 5-1 三种立管布置形式
Fig.5-1 Three types of riser arrangement

本章中立管展向二维流场切片的布置情况与第四章相同，立管浸没长度部分仍布置 13 个切片。串列双立管的流场切片计算域范围及网格划分情况与第四章一致，以立管间距 $S = 5D$ 为例，并列双立管及错列双立管的切片网格划分情况如图 5-2 所示。其中，对于并列双立管，流场入口及出口分别距离立管中心 $12D$ 和 $30D$ ，上下边界分别距上侧立管中心和下侧立管中心 $12D$ ，其中下侧立管对应串列布置及错列布置中的下游立管；对于错列双立管，流动入口及出口分别距离上游立管及下游立管中心 $12D$ 和 $30D$ ，上下边界分别距上游立管中心和下游立管中心 $12D$ 。



a) 并列双立管切片网格划分
a) Grids distribution of a single strip of two side-by-side risers

b) 错列双立管切片网格划分
b) Grids distribution of a single strip of two staggered risers

图 5-2 并列双立管及错列双立管切片网格划分

Fig.5-2 Strip's grids distribution of two side-by-side and staggered risers

本章详细的计算工况设置见表 5-1，对于串列布置及并列布置情形，立管中心间距选取 $4D$ 、 $5D$ 、 $6D$ 、 $7D$ ；对于错列布置情形，立管中心间距固定为 $5D$ ，错列角度分别取 20° 、 40° 以及 60° 。

表 5-1 第五章计算工况

Table 5-1 Computational conditions in Chapter 5

工况	立管间距 (S)	错列角度 (α)	流速 (U)
串列布置一	$4D$	0°	
串列布置二	$5D$	0°	
串列布置三	$6D$	0°	
串列布置四	$7D$	0°	
并列布置一	$4D$	90°	
并列布置二	$5D$	90°	0.4m/s
并列布置三	$6D$	90°	
并列布置四	$7D$	90°	
错列布置一	$5D$	20°	
错列布置二	$5D$	40°	
错列布置三	$5D$	60°	

本章后续小节将分别给出串列布置工况、并列布置工况以及错列布置工况中的立管涡激振动响应结果，并进行相应的对比分析。

5.2 串联柔性双立管涡激振动

本节考虑立管间距对串联双立管涡激振动响应的影响，立管间距取 $S=4D, 5D, 6D, 7D$ ，分别对应串联布置一、二、三、四四个工况。对于下游立管，同时与相同计算工况下的单立管涡激振动响应结果进行对比分析。

5.2.1 上游立管振动响应分析

如图 5-3 所示为四个工况中上游立管横流向和顺流向的位移均方根。从图 5-3 可以看出，随着立管间距的增大，上游立管横流向的位移均方根有增大的趋势，且串联布置三（ $S=6D$ ）和串联布置四（ $S=7D$ ）工况中，上游立管横流向位移响应基本相同。顺流向位移响应除在立管中点附近有微小差异外，沿立管展向基本一致。这说明对于本文的计算模型，在串联布置情形中，立管间距对上游立管横流向位移响应及顺流向位移响应的影响整体而言比较小。

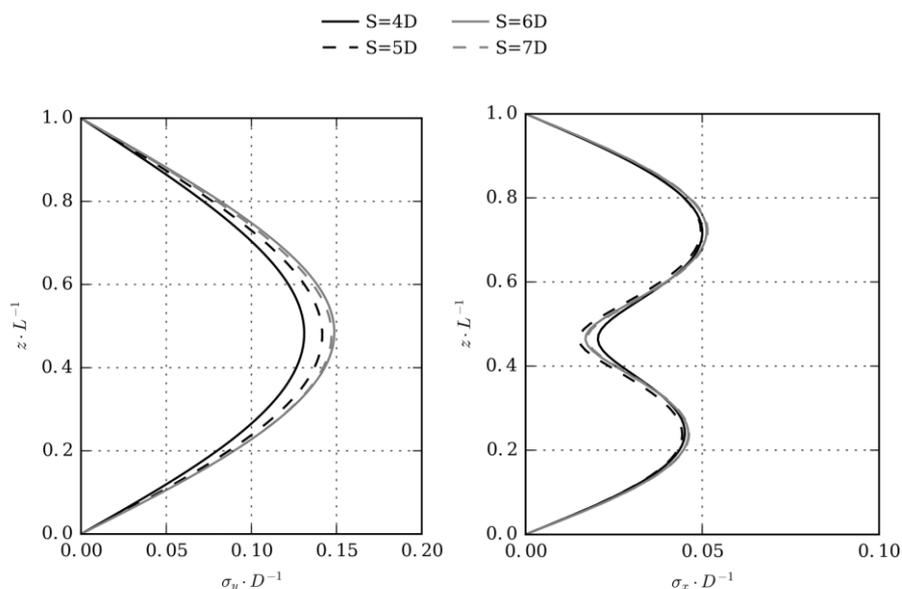
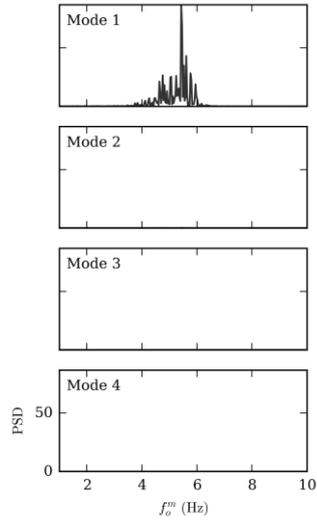
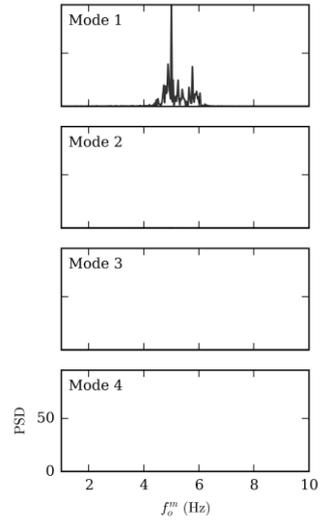


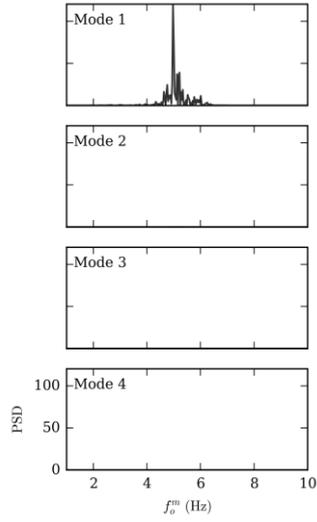
图 5-3 串联布置工况中上游立管横流向及顺流向无量纲化位移均方根
Fig.5-3 Dimensionless RMS of crossflow and in-line displacements of upstream riser in tandem arrangements



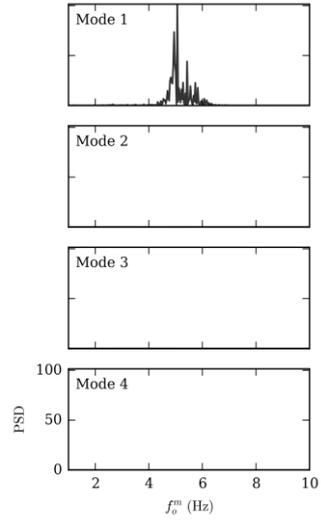
a) 串列布置一
a) The 1st tandem arrangement



b) 串列布置二
b) The 2nd tandem arrangement



c) 串列布置三
c) The 3rd tandem arrangement



d) 串列布置四
d) The 4th tandem arrangement

图 5-4 串列布置工况中上游立管横流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-4 Modal weight PSDs of crossflow displacements of upstream riser in tandem arrangements

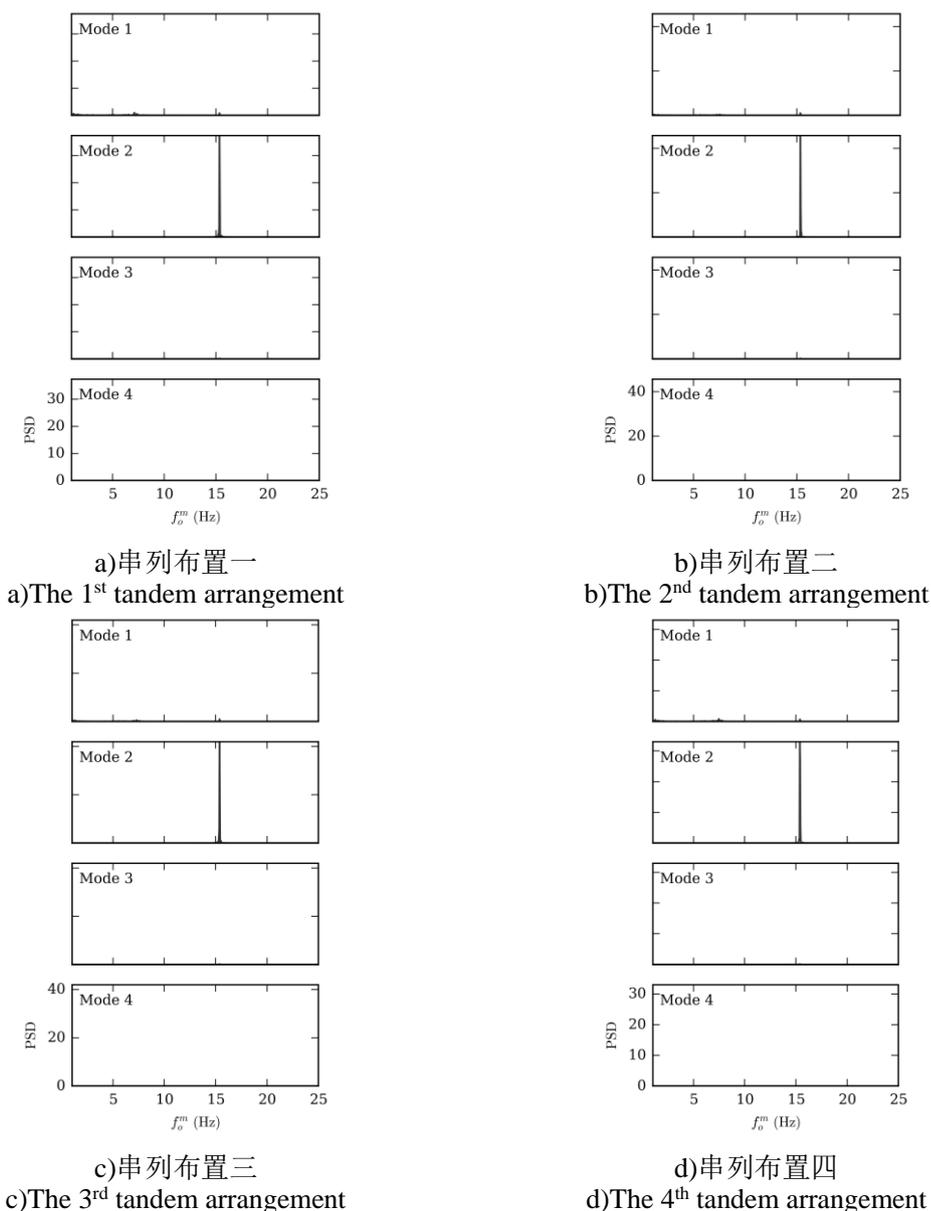


图 5-5 串列布置工况中上游立管顺流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-5 Modal weight PSDs of in-line displacements of upstream riser in tandem arrangements

图 5-4 和图 5-5 分别给出了上游立管横流向及顺流向的位移模态权重功率谱密度。可以看出，所有串列布置工况中，上游立管在横流向及顺流向的主振模态分别为一阶和二阶。关于图 5-4 中的横流向振动响应，所有工况中上游立管均表现出一阶宽频振动，即横流向振动频率并非完全固定，而是在主振频率附近波动。在串列布置一工况中，上游立管横流向振动频率稍高，主振频率约为 5.4Hz；串列布置二、三和四工况中横流向主振频率基本相同，约为 5Hz。结合图 5-3 分析可知，由于四种串列布置工况中上游立管横流向均为一阶振动模态，而串列布置一

工况中上游立管的主振频率相对略高，因此上游立管横流向振动的发展不如其他三种工况充分，其横流向的位移均方根也相对略低。关于图 5-5 中的顺流向振动响应，上游立管在四种串列布置工况中均表现为单一频率的二阶振动模态，主振频率约为 15.5Hz。结合图 5-3 中的顺流向位移均方根结果可知，四种串列布置工况中上游立管顺流向的位移响应及频率响应基本相同。

综合以上分析可知，四种串列布置工况中上游立管横流向及顺流向的振动响应基本相同，而仅在立管间距为 $4D$ 的串列布置一工况中，上游立管横流向的主振频率略高，位移均方根略小。总体而言，对于本文的计算工况，立管间距对串列布置形式中上游立管的振动响应影响较小。

5.2.2 下游立管振动响应分析

图 5-6 给出了下游立管横流向和顺流向的位移均方根，并与相同计算工况下的单立管涡激振动响应结果对比。可以看出，相比于上游立管，不同工况中的下游立管位移响应相差较大。相比于单立管情形，串列布置工况中的下游立管横流向位移均方根均有所增大，且随着立管间距的增大，最大位移均方根值逐渐增大。横流向位移均方根在立管间距为 $7D$ 时最大，比单立管增加了约 65%。这说明相较于单立管，串列布置形式中下游立管的横流向位移响应得到了激励，且这种激励在立管间距达到 $7D$ 时仍然存在。从图中还可以看出，当立管间距从 $4D$ 增至 $5D$ 继而 $6D$ 时，横流向位移均方根增幅接近，立管间距从 $6D$ 增加到 $7D$ 时，增幅较小。可以预测，如果继续增大立管间距，下游立管的横流向位移响应将逐渐与单立管接近。下游立管的顺流向位移均方根未表现出明显的规律性，顺流向位移均方根在串列布置三工况中达到最大，而在串列布置二和四工况中最小。整体而言，与上游立管相比，立管间距对串列布置工况中下游立管的振动响应影响更大。

图 5-7 给出了串列布置一、二、三和四四个工况中第十个切片（从立管底部往上编号）的瞬时涡量图。可以清晰地看到，四个工况中上游立管尾部的泻涡均击打在下游立管的表面，产生了尾流重附着现象，对下游立管的泻涡造成了影响，进而对下游立管的涡激振动响应造成了较大的影响，使得下游立管的振动响应与相同计算工况下的单立管有较大区别。从图 5-7(d)中可以看出，尽管立管间距为 $7D$ ，但从上游立管表面脱落的漩涡在到达下游立管表面时仍较强，同时由于立管间距较大，上游立管对下游立管泻涡的抑制效果减弱。因此，在上游立管尾涡和下游立管自身泻涡的共同作用下，下游立管横流向的位移均方根随立管间距的增大而增大，并且增大的趋势逐渐减小。

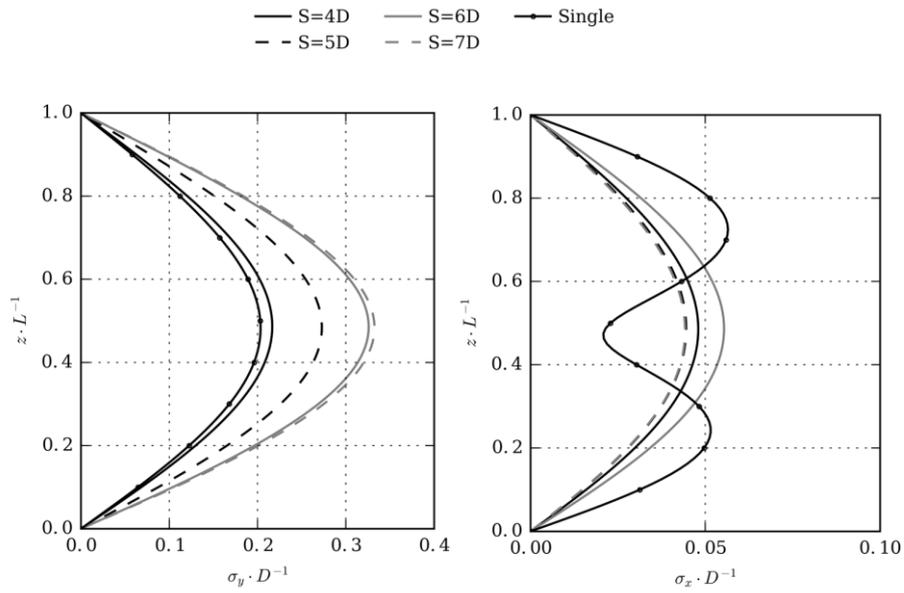


图 5-6 串联布置工况中下游立管横流向及顺流向位移均方根

Fig.5-6 Dimensionless RMS of crossflow and in-line displacements of downstream riser in tandem arrangements

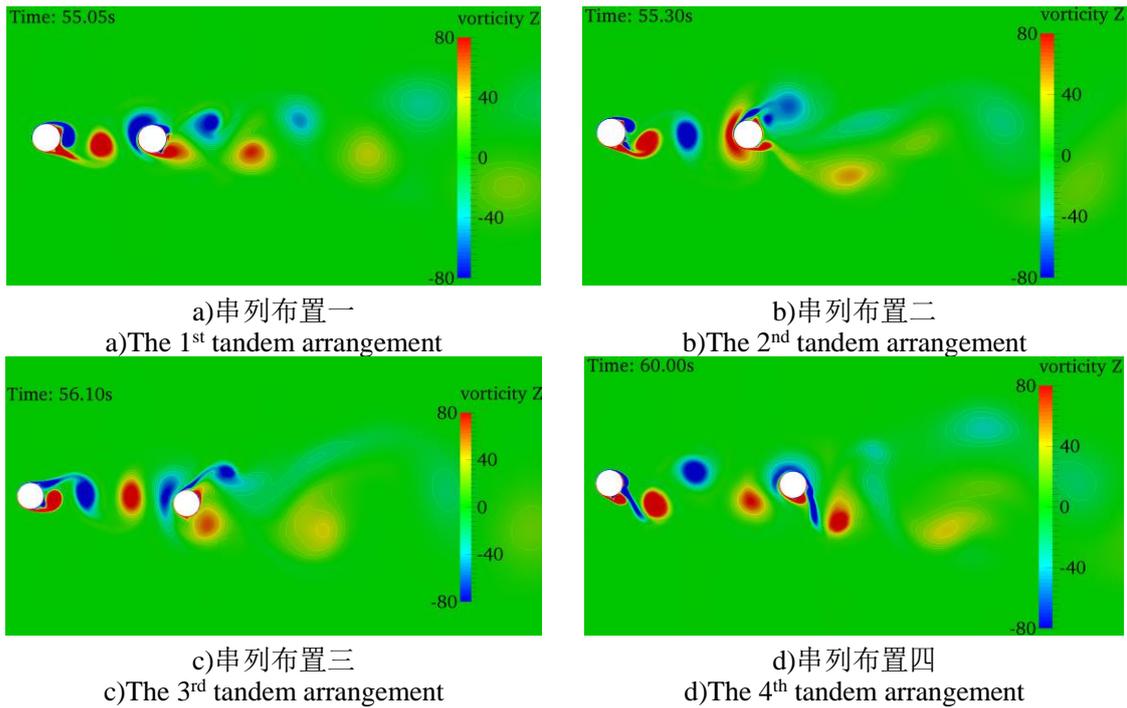


图 5-7 四个串联布置工况中第十个切片的瞬时涡量图

Fig.5-7 Instantaneous vorticity maps of the tenth strip in four tandem arrangements

作为对比，图 5-8 首先给出了单立管横流向及顺流向的位移模态权重功率谱密度。从图 5-8(a)可以看出，单立管横流向基本为单一频率的一阶振动模态，主

振频率约为 4.9Hz；从图 5-8(b)可以看出，单立管顺流向为单一频率的二阶振动模态，主振频率约为 14.2Hz。

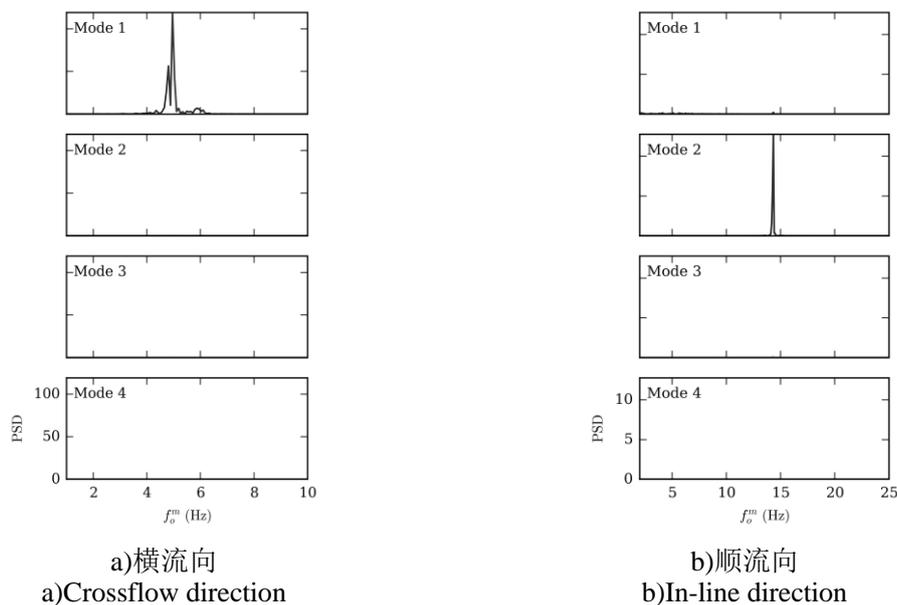
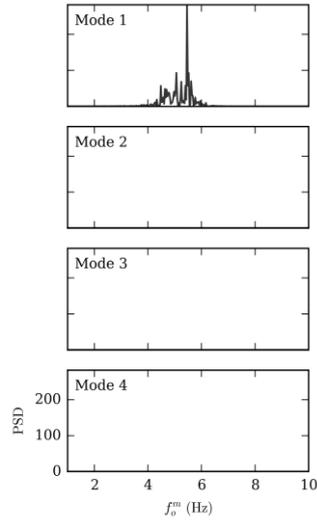
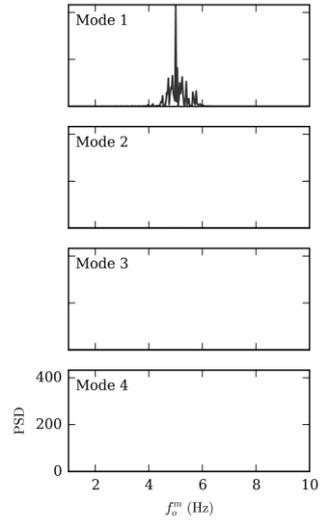


图 5-8 单立管横流向及顺流向位移模态权重功率谱密度
Fig.5-8 Modal weight PSDs of crossflow and in-line displacements of the single riser

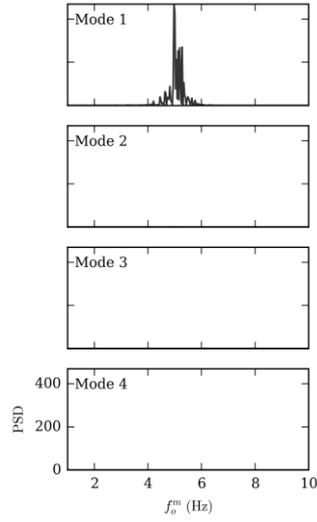
图 5-9 和图 5-10 分别给出了四种串列布置工况中下游立管横流向及顺流向的位移模态权重功率谱密度。从图 5-9 可以看出，四种串列布置工况中下游立管横流向均表现为一阶振动模态，且在主振频率附近存在较微弱的其他频率成分。下游立管横流向主振频率在串列布置一工况中约为 5.4Hz，在其他三种工况中则与单立管横流向频率响应更为接近，约为 5Hz。这说明当立管间距增大到 5D 时，下游立管横流向频率响应与单立管十分相似，上游立管的尾流影响仅导致下游立管横流向出现微弱的宽频振动，而基本不影响主振频率；从图 5-10 可以看出，不同于单立管，四种串列布置工况中下游立管顺流向均表现为明显的一阶宽频振动。串列布置一、二、三和四四种工况中，下游立管顺流向的主振频率分别约为 6.5Hz、5Hz、4.8Hz 以及 6.3Hz，明显低于单立管，且在主振频率附近均存在权重较高的其他频率成分。同时可以观察到，在串列布置二和四工况中均存在比较微弱的二阶频率成分，这或许可以解释图 5-6 中下游立管在串列布置二和四工况中的顺流向位移均方根相对偏小。



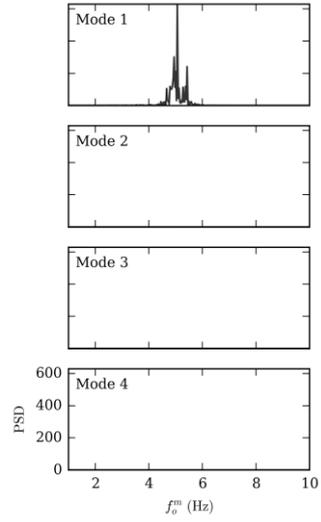
a) 串联布置一
a) The 1st tandem arrangement



b) 串联布置二
b) The 2nd tandem arrangement



c) 串联布置三
c) The 3rd tandem arrangement



d) 串联布置四
d) The 4th tandem arrangement

图 5-9 串联布置工况中下游立管横流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-9 Modal weight PSDs of crossflow displacements of downstream riser in tandem arrangements

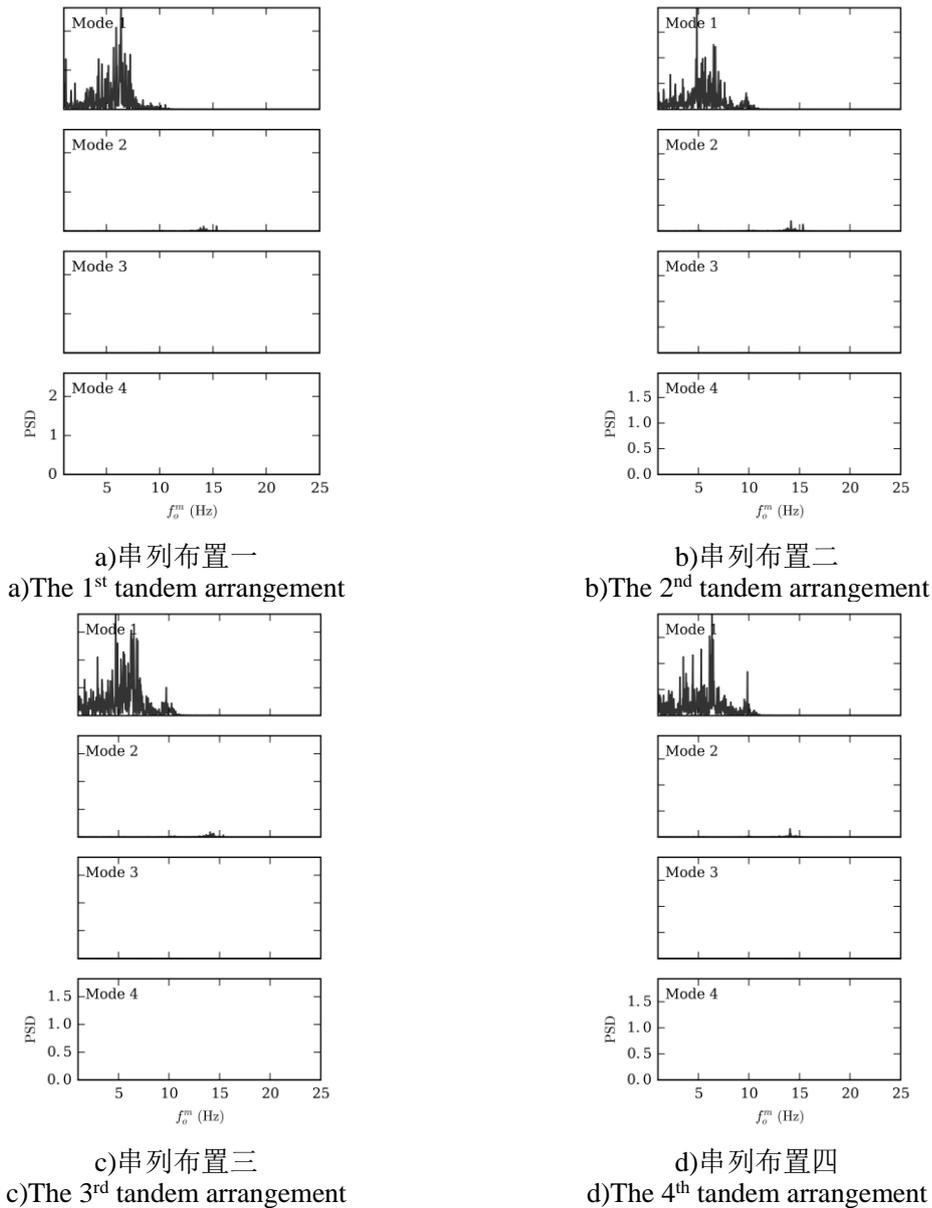


图 5-10 串列布置工况中下游立管顺流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-10 Modal weight PSDs of in-line displacements of downstream riser in tandem arrangements

综合上述对四种串列布置工况中上游立管及下游立管振动响应的分析可得出以下结论：整体而言，立管间距的变化对上游立管涡激振动响应的影响较小。对于本文的计算工况，仅在立管间距为 $4D$ 的串列布置一工况中，上游立管横流向的主振频率略高，位移均方根略小。而在其余三种工况中，上游立管的位移响应及频率响应基本相同；关于四种串列布置工况中的下游立管，其横流向的位移响应及顺流向的频率响应与单立管有较大差异。下游立管横流向振动模态与单立管相同，均为一阶模态。由于四个工况中，从上游立管表面脱落的漩涡在到达下游

立管表面时仍较强，并且随着立管间距的增大，下游立管自身的泻涡加强。因此，四个工况中，下游立管的位移均方根均大于单立管，并且随立管间距的增加而增大，而增大的趋势逐渐减小。下游立管的横流向频率响应与单立管差异较小，当立管间距增大到 $5D$ 时，其横流向频率响应与单立管基本相同。相比于单立管，由于尾部泻涡受到上游立管尾流的影响，下游立管顺流向的振动频率降低，主振模态降为一阶，且表现出明显的一阶宽频振动。下游立管顺流向位移均方根则未表现出明显的规律性。结合顺流向位移响应及频率响应进行分析，串列布置二和四中微弱的二阶频率成分可能是导致顺流向位移均方根相对偏小的原因，而串列布置三中下游立管横流向及顺流向的主振频率十分接近，可能引起共振，因此其顺流向位移均方根相对更大。

5.3 并列柔性双立管涡激振动

本节考虑立管间距对并列双立管涡激振动响应的影响，立管间距取 $S = 4D, 5D, 6D, 7D$ ，分别对应并列布置一、二、三和四四个工况。由于下侧立管对应于串列布置及错列布置中的下游立管，因此在对其进行分析时同时与相同计算工况下的单立管涡激振动响应结果进行对比。

5.3.1 上侧立管振动响应分析

如图 5-11 所示为上侧立管横流向及顺流向的位移均方根曲线。可以看出四个并列布置工况中，四个并列布置工况中，上侧立管的顺流向位移均方根基本相同；仅当立管间距为 $4D$ ，即立管间距最小时，上侧立管受到下侧立管的影响，其横流向位移均方根略大于其他三个工况。对比 5.2.1 节中图 5-3 所示的串列布置工况中上游立管横流向及顺流向的位移均方根，可以发现相同立管间距下，并列布置工况中上侧立管的横流向及顺流向位移均方根均大于串列布置工况中上游立管的结果。这说明，由于下游立管处于上游立管的尾流中，影响了上游立管的正常泻涡，一定程度上抑制了上游立管的振动位移响应。

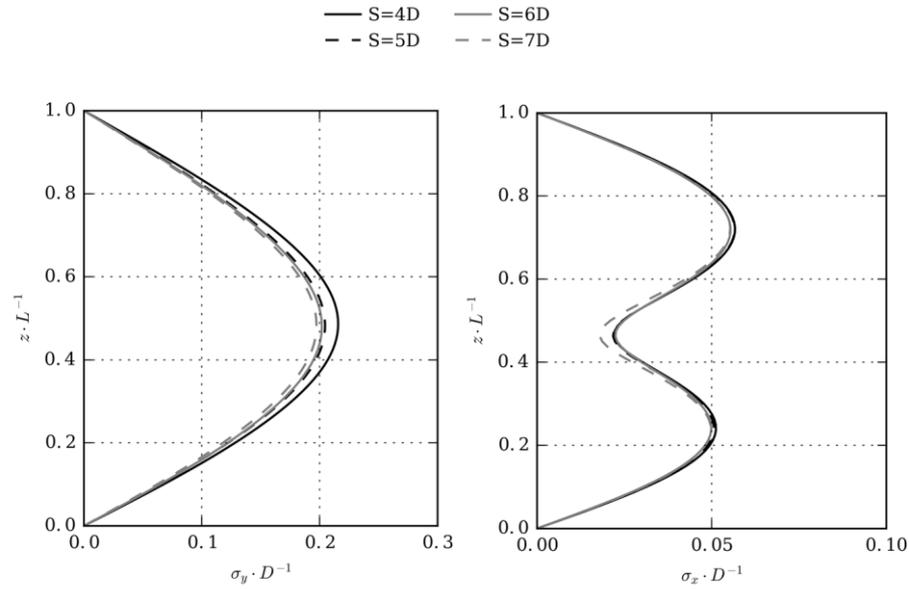
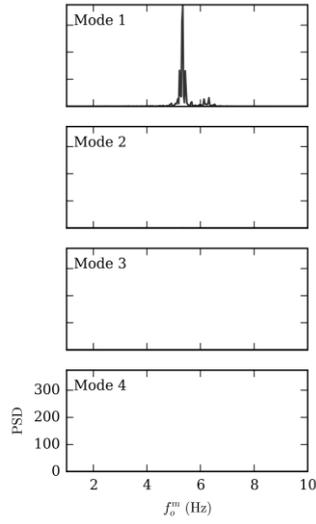


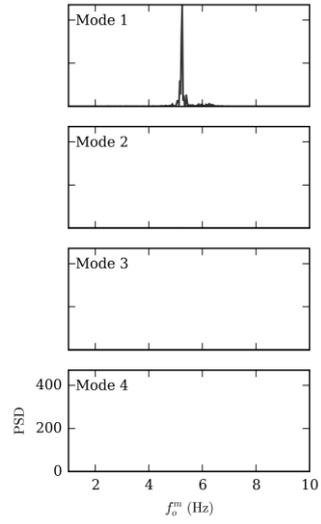
图 5-11 并列布置工况中上侧立管横流向及顺流向位移均方根

Fig.5-11 Dimensionless RMS of crossflow and in-line displacements of the upper riser in side-by-side arrangements

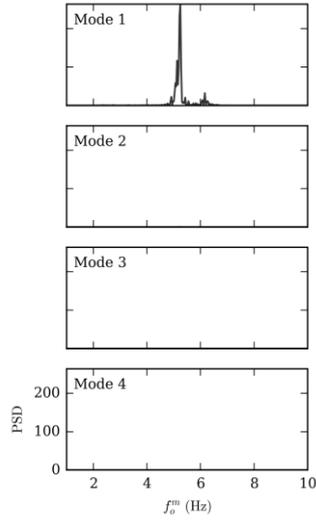
如图 5-12 和图 5-13 所示,分别给出了四个并列布置工况中上侧立管横流向及顺流向的位移模态权重功率谱密度。可以看出,四个工况中上侧立管横流向基本表现为单一频率的一阶振动模态,顺流向均为单一频率的二阶振动模态。并列布置一、二、三和四工况中,上侧立管横流向主振频率分别为 5.3Hz、5.2Hz、5.2Hz、5.1Hz,顺流向主振频率则均为 15.5Hz。整体而言,立管间距的改变对并列布置工况中上侧立管的频率响应基本没有影响。



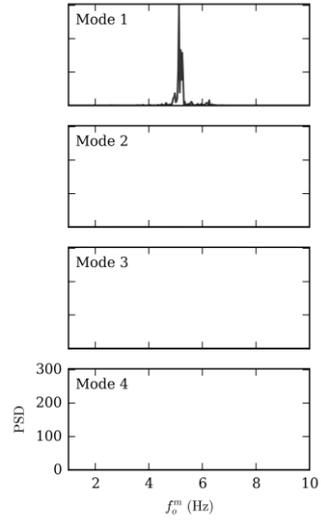
a) 并列布置一
a) The 1st side-by-side arrangement



b) 并列布置二
b) The 2nd side-by-side arrangement



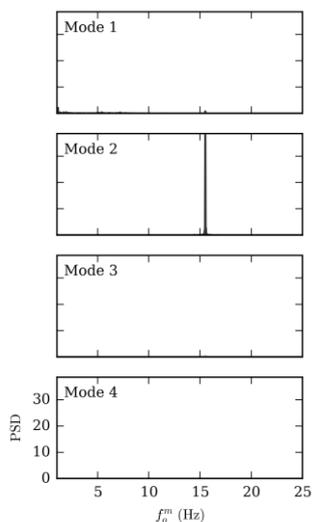
c) 并列布置三
c) The 3rd side-by-side arrangement



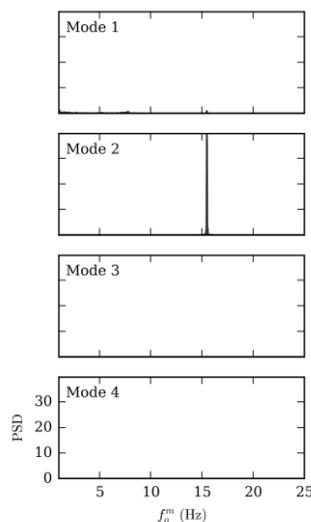
d) 并列布置四
d) The 4th side-by-side arrangement

图 5-12 并列布置工况中上侧立管横流向位移模态权重功率谱密度

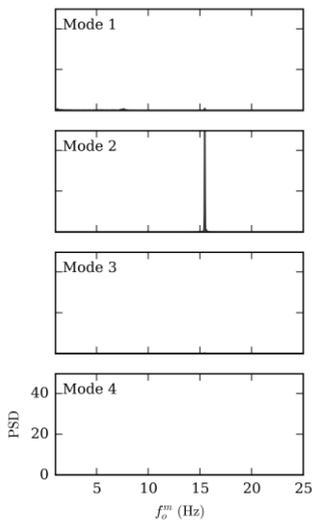
Fig.5-12 Modal weight PSDs of crossflow displacements of the upper riser in side-by-side arrangements



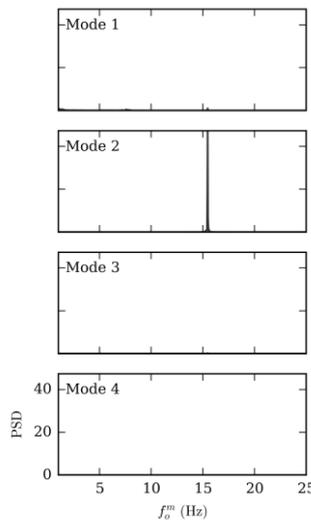
a) 并列布置一
a) The 1st side-by-side arrangement



b) 并列布置二
b) The 2nd side-by-side arrangement



c) 并列布置三
c) The 3rd side-by-side arrangement



d) 并列布置四
d) The 4th side-by-side arrangement

图 5-13 并列布置工况中上侧立管顺流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-13 Modal weight PSDs of in-line displacements of the upper riser in side-by-side arrangements

5.3.2 下侧立管振动响应分析

如图 5-14 所示为下侧立管横流向及顺流向的位移均方根曲线，同时加入了相同计算工况下的单立管振动响应计算结果作为对比。可以看出，四个并列布置工况中下侧立管横流向及顺流向的位移均方根均大于单立管。当立管间距为 $5D$ 时，下侧立管的横流向位移均方根达到最大，但总的来说，四个并列布置工况中下侧

立管横流向及顺流向的位移响应差别不大。对比图 5-11 和图 5-14 可以发现，所有并列工况中，下侧立管横流向及顺流向的最大位移均方根值均大于上侧立管。这是由于下侧立管的质量比大于上侧立管，振动频率略低于上侧立管，更易激发大幅值振动。

如图 5-15 和图 5-16 所示，分别给出了四个并列布置工况中下侧立管横流向及顺流向的位移模态权重功率谱密度。所有并列工况中，下侧立管的横流向均为一阶振动模态，顺流向均为二阶振动模态。并列布置一、二、三和四工况中，下侧立管横流向的主振频率分别为 5.1Hz、5.1Hz、4.9Hz 和 5Hz，顺流向的主振频率均为 14.3Hz，与单立管的频率响应基本相同。其中，并列布置三工况中下游立管横流向主振频率附近出现了一定比重的高频成分。不过就整体而言，下游立管在所有并列布置工况中的频率响应基本相同。

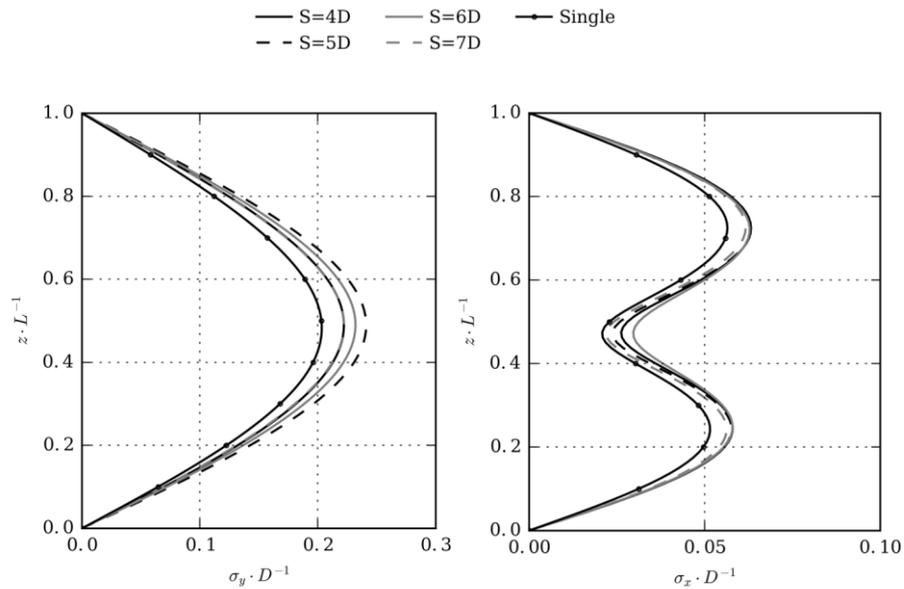
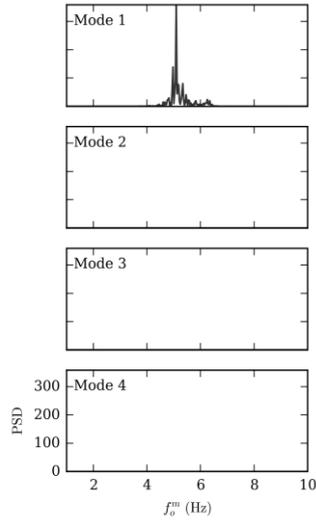
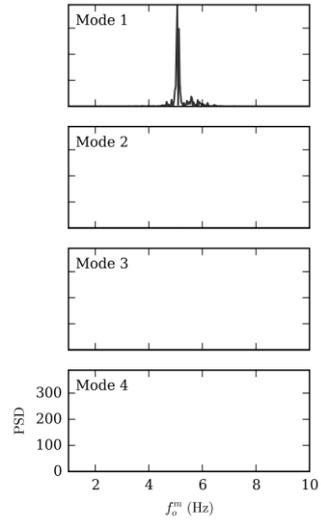


图 5-14 并列布置工况中下侧立管横流向及顺流向位移均方根

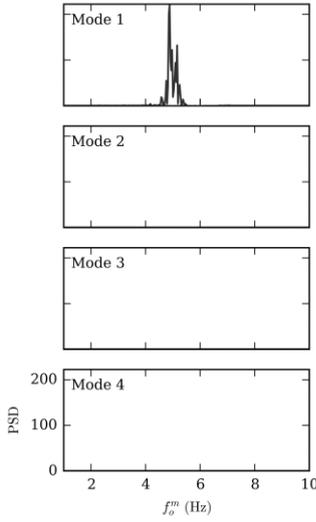
Fig.5-14 Dimensionless RMS of crossflow and in-line displacements of the lower riser in side-by-side arrangements



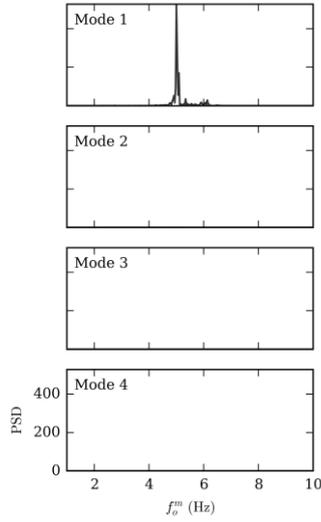
a) 并列布置一
a) The 1st side-by-side arrangement



b) 并列布置二
b) The 2nd side-by-side arrangement



c) 并列布置三
c) The 3rd side-by-side arrangement



d) 并列布置四
d) The 4th side-by-side arrangement

图 5-15 并列布置工况中下侧立管横流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-15 Modal weight PSDs of crossflow displacements of the lower riser in side-by-side arrangements

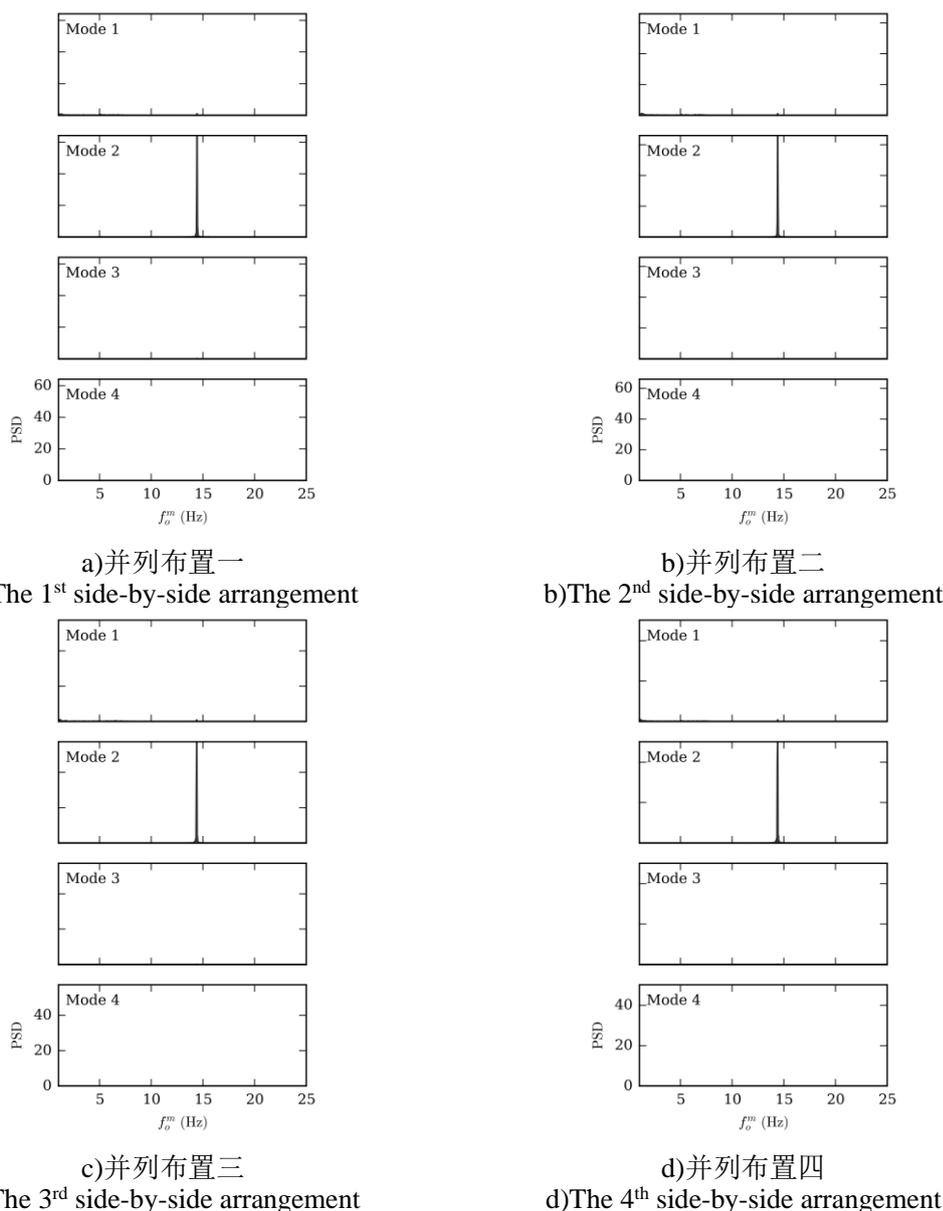


图 5-16 并列布置工况中下侧立管顺流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-16 Modal weight PSDs of in-line displacements of the lower riser in side-by-side arrangements

综合上述对四个并列布置工况中上侧立管及下侧立管振动响应的分析可得出以下结论：四个并列布置工况中，上侧立管的横流向及顺流向位移响应基本相同。仅当立管间距为 $4D$ ，即立管间距最小时，上侧立管受到下侧立管的影响，其横流向位移均方根略大于其他工况。四个并列布置工况中，上侧立管横流向及顺流向的主振频率基本相同，频率响应基本不受立管间距影响；受上侧立管的影响，四种并列布置工况中，下侧立管的横流向及顺流向位移响应均大于单立管，而下侧

立管的频率响应与单立管基本相同。这说明对于本文的计算工况，当并列双立管的间距为 $4D$ 及以上时，下侧立管的频率响应基本不受立管间距的影响。

5.4 错列柔性双立管涡激振动

本节考虑错列角度对立管间距为 $5D$ 的错列双立管涡激振动响应的影响，分别对错列角度 $\alpha = 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ$ 的三个错列布置工况进行研究，并与相同间距的串列布置二（ $\alpha = 0^\circ$ ）以及并列布置二（ $\alpha = 90^\circ$ ）工况进行对比。在对上游立管进行分析时，同时与 5.2.1 节中串列布置二工况中的上游立管以及 5.3.1 节中并列布置二工况中的上侧立管涡激振动响应结果进行对比；在对下游立管进行分析时，同时给出 5.2.2 节中串列布置二工况中的下游立管、5.3.2 节中并列布置二工况中的下侧立管以及相同计算工况下的单立管计算结果进行对比。

5.4.1 上游立管振动响应分析

图 5-17 给出了三个错列布置工况中上游立管横流向及顺流向的位移均方根，同时加入了串列布置二工况中上游立管及并列布置二工况中上侧立管的计算结果进行对比分析。从图中可以看出，随着错列角度的增加，上游立管横流向的位移均方根呈现出增大的趋势。当错列角度为 0° ，即串列布置工况中，立管横流向位移均方根最小；当错列角度达到 90° ，即并列布置工况中，立管横流向位移均方根达到最大。5.2.1 节以及 5.3.1 节已分别对串列布置工况中的上游立管以及并列布置工况中的上侧立管的位移响应进行了分析，当立管间距达到 $4D$ 时，立管间距的变化对上游立管及上侧立管的横流向位移响应影响极小。而本节将立管间距固定为 $5D$ ，并改变错列角度时，错列角度的大小对上游立管的横流向位移响应具有明显影响。这是由于当错列角度较小时，下游立管处于上游立管的尾流之中，一定程度上抑制了上游立管的漩涡脱落^[114]；随着错列角度的增加，下游立管逐渐远离上游立管的尾流区，对上游立管的漩涡抑制效果减弱。如图 5-18 给出了五个工况中第十个流场切片的瞬时涡量图，可以看出，随着错列角度的增加，下游立管逐渐远离上游立管的尾流区，对上游立管漩涡的抑制效果减弱。因此，错列角度的增加使得上游立管横流向位移增大。随着错列角度的增加，上游立管的顺流向位移响应同样呈现出增大的趋势，但整体上差异不大。

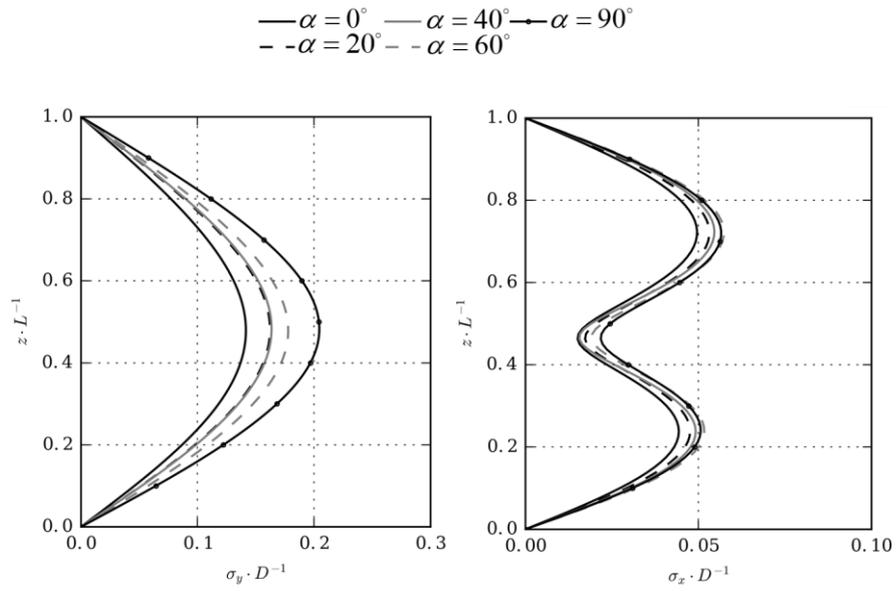
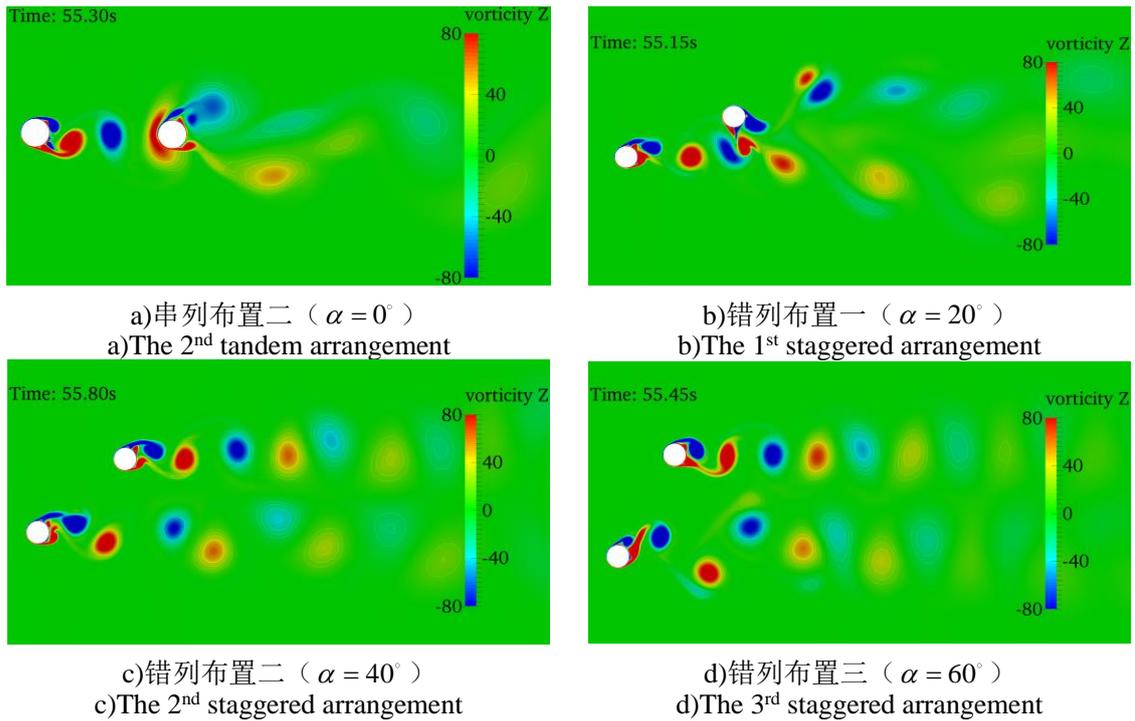
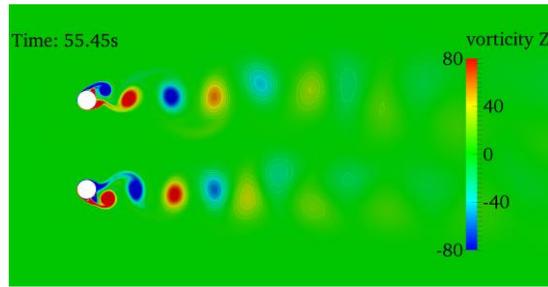


图 5-17 错列布置工况中上游立管横流向及顺流向位移均方根
 Fig.5-17 Dimensionless RMS of crossflow and in-line displacements of the upstream riser in staggered arrangements





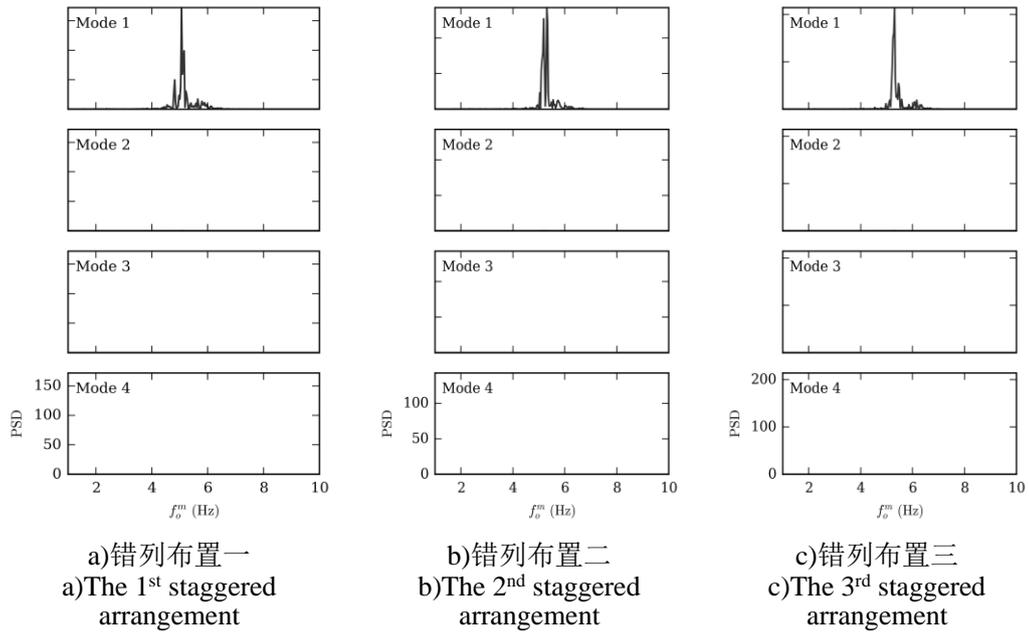
e) 并列布置二 ($\alpha = 90^\circ$)

e) The 2nd side-by-side arrangement

图 5-18 五个工况中第十个切片的瞬时涡量图

Fig.5-18 Instantaneous vorticity maps of the tenth strip in five conditions

如图 5-19 和图 5-20 分别给出了三个错列布置工况中上游立管横流向及顺流向的位移模态权重功率谱密度。综合图 5-4(b)和图 5-12(b)进行分析，立管横流向均一阶振动模态，主振频率均接近 5Hz。当错列角度为 0° ，即串列布置二工况中，上游立管横流向表现出宽频振动特性，即主振频率附近存在一定权重的其他频率成分；随着错列角度的增加，上游立管横流向逐渐变为单一频率振动。综合图 5-5(b)和图 5-13(b)进行分析，上游立管顺流向的频率响应基本不受错列角度的影响，均表现为单一频率的二阶振动模态，主振频率约为 15.5Hz。



a) 错列布置一

a) The 1st staggered arrangement

b) 错列布置二

b) The 2nd staggered arrangement

c) 错列布置三

c) The 3rd staggered arrangement

图 5-19 错列布置工况中上游立管横流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-19 Modal weight PSDs of crossflow displacements of the upstream riser in staggered arrangements

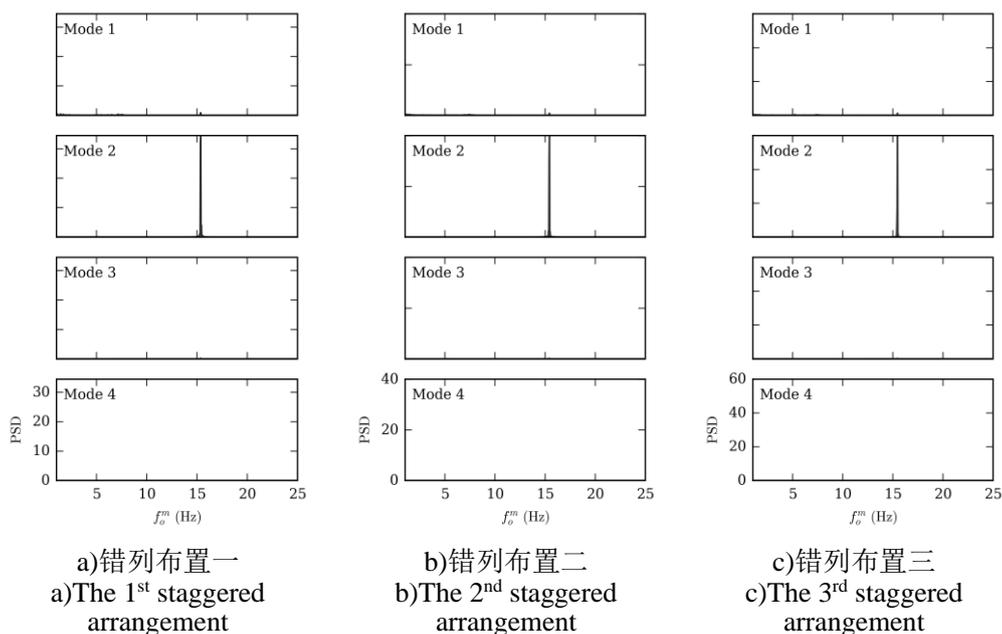


图 5-20 错列布置工况中上游立管顺流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-20 Modal weight PSDs of in-line displacements of the upstream riser in staggered arrangements

5.4.2 下游立管振动响应分析

如图 5-21 给出了三个错列布置工况中下游立管横流向及顺流向的位移均方根，同时加入了串列布置二工况中下游立管、并列布置二工况中下侧立管以及相同工况下单立管的计算结果进行对比分析。相比于上游立管，随着错列角度的增加，下游立管横流向及顺流向的位移响应表现出更大的差异。当错列角度为 20° 时，下游立管的横流向位移均方根增大至约 $0.375D$ ，远大于其他工况。同时，当错列角度为 0° 和 90° 时，下游立管的横流向位移均方根大于单立管，而当错列角度为 40° 和 60° 时，则与单立管基本相同。如图 5-18(b)所示，由于当错列角度为 20° 时，下游立管仍处于上游立管的尾流中，受到上游立管尾部泻涡的影响，并且上下游立管的横向间距较小，存在较强的横向间距的影响，因此下游立管的横流向位移响应得到了极大的激励。当错列角度为 40° 和 60° 时，下游立管已不在上游立管的尾流区内，且横向间距的影响也较弱，因此其横流向位移响应与单立管基本相同。六个工况中，下游立管的顺流向振动响应更为复杂，同时存在位移均方根的差异和振动模态的差别。当错列角度为 0° ，即串列布置二工况中，下游立管由于受到上游立管强烈的尾流干扰，其泻涡受到影响，顺流向振动模态降为一阶，且位移均方根也大幅减小。当错列角度增大到 20° ，下游立管表现出

二阶振动模态，但可以发现其中点的位移均方根较大，使得其二阶模态特征不够明显。从图 5-23(a)中也可以发现，尽管此时下游立管的主振模态为二阶，但仍存在一定比例的一阶模态成分。当错列角度继续增加，下游立管的顺流向则表现为明显的二阶振动模态。同时可以发现，当下游立管顺流向主振模态为二阶时，其最大位移均方根值均大于单立管。

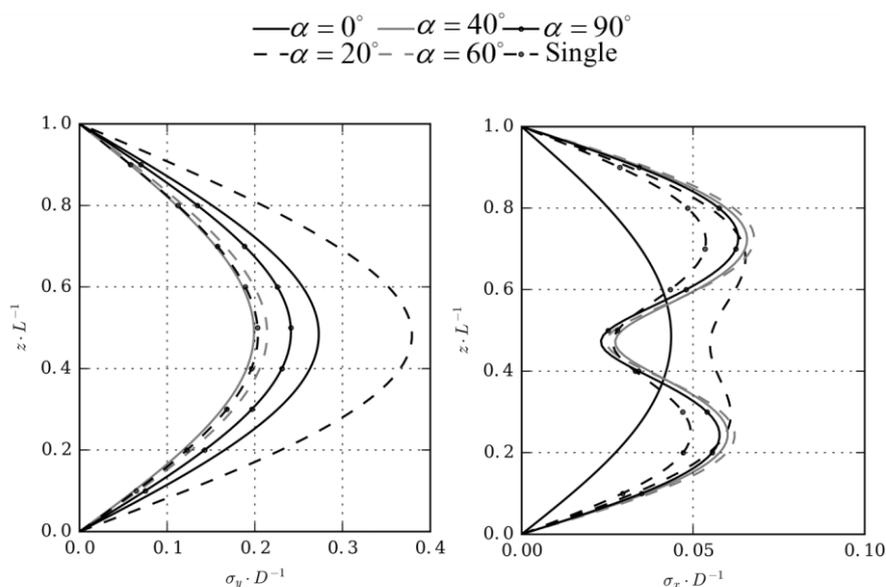


图 5-21 错列布置工况中下游立管横流向及顺流向位移均方根

Fig.5-21 Dimensionless RMS of crossflow and in-line displacements of the downstream riser in staggered arrangements

图 5-22 和图 5-23 分别给出了下游立管横流向以及顺流向的位移模态权重功率谱密度。结合图 5-9(b)和图 5-15(b)中的结果可以发现，下游立管横流向的主振频率基本不受错列角度的影响，与单立管横流向的主振频率一致，均为 5Hz。结合图 5-10(b)和图 5-16(b)的结果可以发现，当错列角度为 0° ，即串列布置二工况中，下游立管顺流向的振动模态为一阶，主振频率降低为 5Hz，且表现出明显的宽频振动特性；当错列角度增大到 20° 时，下游立管顺流向振动的一阶模态成分减弱，主振模态变为二阶，主振频率约为 14.2Hz，同时存在频率约为 5Hz 的一阶频率成分；随着错列角度继续增大，下游立管顺流向振动变为纯二阶模态，主振频率为 14.2Hz，与单立管顺流向频率响应一致。

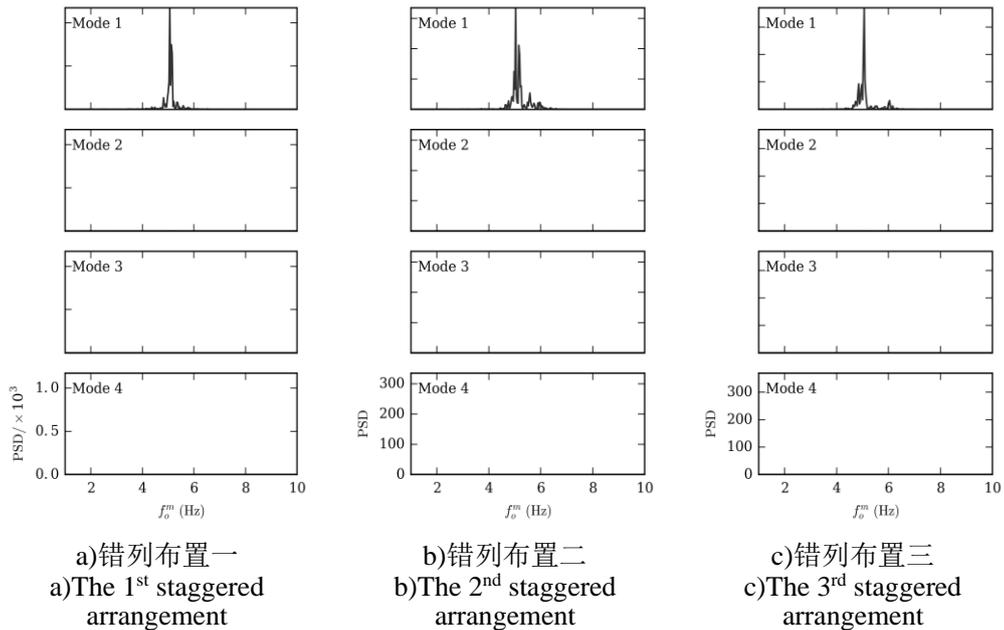


图 5-22 错列布置工况中下游立管横流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-22 Modal weight PSDs of crossflow displacements of the downstream riser in staggered arrangements

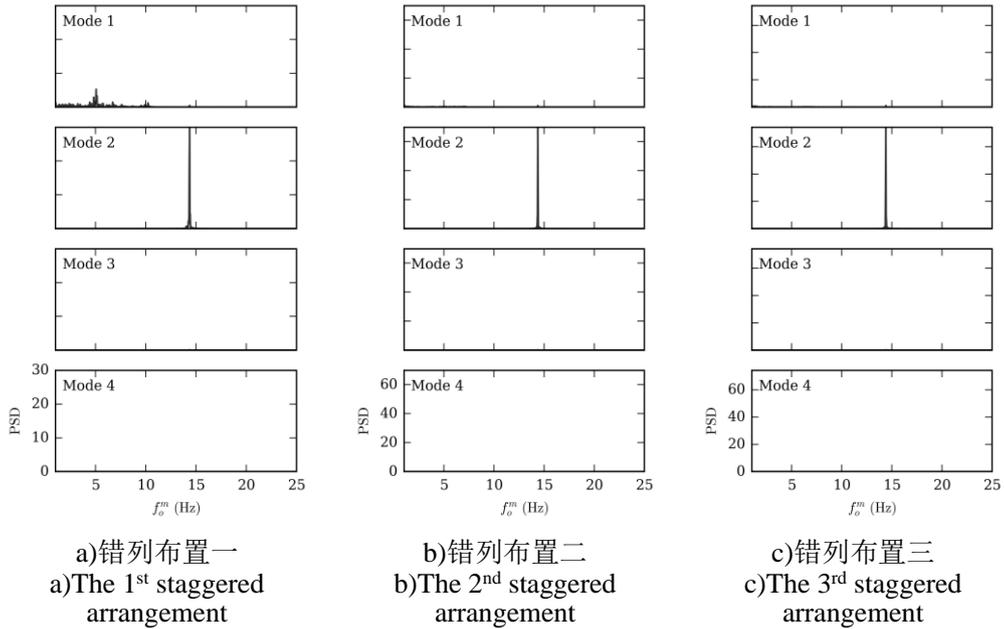


图 5-23 错列布置工况中下游立管顺流向位移模态权重功率谱密度

Fig.5-23 Modal weight PSDs of in-line displacements of the downstream riser in staggered arrangements

综合以上分析可得出以下结论：当立管间距固定为 $5D$ 时，随着错列角度的改变，上游立管在位移响应方面表现出一定的差异，而下游立管在位移响应和频

率响应方面均体现出一定的差别。上游立管横流向以及顺流向的位移均方根均随错列角度的增大而有一定程度的增加，位移均方根在错列角度为 0° 时最小，而在错列角度为 90° 时达到最大。上游立管的频率响应则基本不受错列角度的影响；下游立管横流向及顺流向的位移响应受错列角度的影响较大。当错列角度为 0° 、 20° 和 90° 时，下游立管的横流向位移均方根大于单立管，且在错列角度为 20° 时达到最大；当错列角度为 40° 和 60° 时，下游立管的横流向位移响应则与单立管基本相同。当错列角度为 0° 时，下游立管顺流向振动模态降为一阶；随着错列角度的增加，下游立管顺流向的一阶振动模态成分减少，主振模态变为二阶，此时下游立管顺流向的最大位移均方根值均大于单立管。下游立管横流向的振动频率基本不受错列角度的影响，与单立管保持一致。顺流向主振频率则在错列角度为 0° 的串列布置工况中降低为 5Hz ，且表现为明显的一阶宽频振动。随着错列角度的增大，下游立管顺流向的一阶频率成分的比重减小，频率响应逐渐变为与单立管一致。

5.5 本章小结

本章分别针对串列布置、并列布置以及错列布置三种立管布置形式，开展了阶梯流中不同布置形式中的柔性双立管涡激振动数值模拟，通过对立管的位移均方根、位移模态权重功率谱密度以及瞬时涡量进行分析，研究了立管间距以及错列角度对立管振动响应的影响。

串列布置工况中，立管间距的变化对上游立管涡激振动响应的影响较小。下游立管的横流向位移响应以及顺流向频率响应与单立管有较大差异。下游立管的横流向主振模态与单立管相同，均为一阶。下游立管的横流向位移均方根均大于单立管，并且随着立管间距的增加而增大，且增大的趋势逐渐减小。这是由于即使立管间距增大到 $7D$ ，从上游立管表面脱落的漩涡在到达下游立管表面时仍较强，并且随着立管间距的增大，下游立管自身的漩涡得到了加强。下游立管的横流向频率响应与单立管基本相同，而相比于单立管，由于尾部漩涡受到上游立管尾流的影响，下游立管顺流向的振动频率降低，主振模态变为一阶，并且表现为明显的一阶宽频振动。

并列布置工况中，上侧立管的横流向以及顺流向的位移响应和频率响应基本不受立管间距影响。受上侧立管的影响，四种并列布置工况中，下侧立管的横流向及顺流向位移均方根均大于单立管，而下侧立管的频率响应与单立管基本相同，不受立管间距的影响。

错列布置工况中，立管间距固定为 $5D$ ，随着错列角度的改变，上游立管在位移响应方面表现出一定的差异，而下游立管在位移响应和频率响应方面均体现出一定的差别。上游立管横流向以及顺流向的位移均方根均随错列角度的增大而有一定程度的增加，其频率响应则基本不受错列角度的影响；下游立管横流向以及顺流向的位移响应受错列角度的影响较大。当错列角度为 0° 、 20° 和 90° 时，下游立管的横流向位移均方根大于单立管，且在错列角度为 20° 时达到最大；当错列角度为 40° 和 60° 时，下游立管的横流向位移响应则与单立管基本相同。下游立管的顺流向振动模态在错列角度为 0° 时降为一阶，随着错列角度的增加，一阶模态成分的权重减少，主振模态变为二阶，此时下游立管顺流向的最大位移均方根值均大于单立管。下游立管的横流向频率响应基本不受错列角度的影响，顺流向主振频率则在错列角度为 0° 的串列布置二工况中降低为 5Hz ，且表现为明显的一阶宽频振动，并且随着错列角度的增大，顺流向一阶频率成分的比重减小，频率响应逐渐变为与单立管一致。

第六章 结论与展望

6.1 全文结论

本文在课题组自主开发的深海柔性立管涡激振动求解器 *viv-FOAM-SJTU* 的基础上, 扩充了双立管涡激振动求解的功能。本文首先基于修改后的求解器, 分别对均匀流中单立管涡激振动以及阶梯流中串列双立管涡激振动进行数值模拟, 立管位移响应和频率响应的数值结果与试验结果吻合良好, 验证了求解器的有效性。在此基础之上, 本文分别研究了立管浸没长度对固定间距的串列双立管涡激振动响应的影响以及立管布置形式对柔性双立管涡激振动响应的影响。本文主要结论如下:

(1) 将立管间距固定为 $3D$, 立管浸没长度分别取 $0.4L$, $0.55L$, $0.7L$, $0.85L$ 和 $1L$, 分析了浸没长度对柔性双立管涡激振动响应的影响, 得出以下结论:

1) 上游立管和下游立管的横流向位移响应未表现出明显的规律性, 双立管的横流向位移在浸没长度为 $0.4L$ 时最小, 而在浸没长度为 $1L$ 时最大。双立管的顺流向位移在浸没长度为 $0.55L$ 和 $0.7L$ 时较小, 而在浸没长度为 $0.4L$ 、 $0.85L$ 以及 $1L$ 时较大。这主要是因为双立管的顺流向主振模态在浸没长度为 $0.55L$ 和 $0.7L$ 的工况中均为二阶, 而在浸没长度为 $0.4L$ 、 $0.85L$ 和 $1L$ 的工况中为一阶, 高频率的振动使得立管的振动位移得不到充分发展便已进入下一周期。另外, 通过分析双立管的顺流向振动平衡位置曲线可以发现, 随着浸没长度的增加, 立管所受的水动力载荷增加, 上游立管和下游立管的顺流向变形加剧, 顺流向振动的平衡位置也向流动方向偏移 (即 x 轴正向)。

2) 双立管的横流向均为纯一阶振动模态, 频率响应未表现出明显的规律性。由于立管间距较小, 下游立管受到上游立管强烈的尾流干扰, 其自身的涡激受到了抑制, 因此上游立管和下游立管的横流向频率响应十分接近。随着浸没长度的增加, 上游立管和下游立管的频率响应以及模态响应表现出了不同的特性。上游立管的顺流向振动在浸没长度为 $0.4L$ 、 $0.85L$ 和 $1L$ 的工况中均表现为纯一阶模态, 而在浸没长度为 $0.55L$ 和 $0.7L$ 的工况中则基本为纯二阶振动模态。这是由于浸没长度为 $0.4L$ 时, 立管所受水动力载荷较小, 不足以激发二阶振动模态; 随着浸没长度的增加, 上游立管所受水动力载荷增大, 且浸没长度为 $0.55L$ 和 $0.7L$ 的工况中立管展向的水动力载荷分布不对称, 因此激发出二阶模态; 当浸没长度继续增

加，立管展向的水动力载荷分布越来越趋于对称，此时上游立管的顺流向主振模态重新回到一阶。下游立管的顺流向频率响应以及模态响应的变化趋势与上游立管相似，但与上游立管不同，在浸没长度为 $0.55L$ 和 $0.7L$ 的工况中下游立管的顺流向出现了较高比重的一阶模态成分。这是因为下游立管受到了上游立管尾涡的强烈干扰，其自身泻涡被抑制，这在一定程度上抑制了其二阶高频振动，因此出现了一阶模态和二阶模态并存的多模态振动特性。另外，通过分析浸没长度为 $0.55L$ 和 $0.7L$ 的工况中下游立管的顺流向位移模态权重曲线以及位移时空云图可以发现多模态振动特性以及模态转换现象。立管展向的尾涡脱落图以及切片的瞬时涡量图中观察到了明显的尾流重附着现象。

(2) 将立管浸没长度固定为 $0.65L$ ，分别研究了立管间距对串列双立管、并列双立管涡激振动响应的影响，在此基础上，将立管间距固定为 $5D$ ，分析了错列角度对柔性双立管涡激振动响应的影响，得出以下结论：

1) 串列布置工况中，立管间距的变化对上游立管涡激振动响应的影响较小。下游立管的横流向位移均方根均大于单立管，并且随着立管间距的增加而增大，且增大的趋势逐渐减小。这是由于即使立管间距增大到 $7D$ ，从上游立管表面脱落的漩涡在到达下游立管表面时仍较强，并且随着立管间距的增大，下游立管自身的泻涡得到了加强。下游立管的横流向频率响应与单立管基本相同，而相比于单立管，由于尾部泻涡受到上游立管尾流的影响，下游立管顺流向的主振频率降低，主振模态变为一阶，并且表现为明显的一阶宽频振动。

2) 并列布置工况中，上侧立管的横流向以及顺流向的位移响应和频率响应基本不受立管间距影响。下侧立管的横流向及顺流向位移均方根均大于单立管，而下侧立管的频率响应与单立管基本相同，不受立管间距的影响。

3) 错列布置工况中，随着错列角度的改变，上游立管在位移响应方面表现出一定的差异，而下游立管在位移响应和频率响应方面均体现出一定的差别。上游立管横流向以及顺流向的位移均方根均随错列角度的增大而有一定程度的增加，其频率响应则基本不受错列角度的影响；下游立管横流向以及顺流向的位移响应受错列角度的影响较大。当错列角度为 0° 、 20° 和 90° 时，下游立管的横流向位移均方根大于单立管，且在错列角度为 20° 时达到最大；当错列角度为 40° 和 60° 时，下游立管的横流向位移响应则与单立管基本相同。下游立管的顺流向振动模态在错列角度为 0° 时降为一阶，随着错列角度的增加，一阶模态成分的权重减少，主振模态变为二阶，此时下游立管顺流向的最大位移均方根值均大于单立管。下游立管的横流向频率响应基本不受错列角度的影响，顺流向主振频率则

在错列角度为 0° 时降低为 5Hz, 且表现为明显的一阶宽频振动。随着错列角度的增大, 顺流向一阶频率成分的比重减小, 频率响应逐渐变为与单立管一致。

6.2 研究展望

本文对课题组已有的 viv-FOAM-SJTU 求解器进行了双立管涡激振动求解功能的扩充工作, 并在此基础之上初步研究了立管浸没长度对串列双立管涡激振动响应的影响以及不同布置形式下的柔性双立管涡激振动响应特性。由于目前国内关于柔性双立管涡激振动的数值研究较少, 并且硕士科研时间有限, 本文的研究工作仍不够系统完善。在此, 本文对未来的研究工作给出几点建议:

(1) 本文使用二维切片进行流场部分的计算, 忽略了立管尾部泻涡的三维效应, 难以从立管的展向泻涡特性方面对立管涡激振动响应特性进行精确解释。后续工作可考虑使用具有一定厚度的三维切片进行流场模拟, 并且随着计算机技术的高速发展, 未来也可考虑对柔性双立管涡激振动问题进行全三维数值模拟。

(2) 由于本文所选取的动网格技术的限制, 难以对更小间距的双立管涡激振动进行数值模拟, 并且无法模拟实际工况中可能出现的双立管碰撞等问题。后续工作可考虑使用重叠网格方法进行此类问题的求解。

(3) 本文选取的计算工况对应的雷诺数最高仅 8800, 后续工作可考虑使用 LES 方法或 DES 方法等对更高雷诺数的工况进行数值模拟, 或许可以发现一些新的涡激振动响应特性。

(4) 实际工程中, 立管还会以立管群的形式出现。然而, 由于数值研究开展的难度较大, 作为对多立管涡激振动问题的简化, 本文仅研究了柔性双立管涡激振动。后续工作中可考虑针对实际工程问题对立管群的涡激振动问题展开研究。

(5) 实际工程中, 立管的涡激振动会受到顶部平台运动的影响, 而本文假定顶部张紧式柔性立管两端的约束形式为简支, 这是对实际工程问题的一种简化。未来研究中需要考虑立管顶端平台运动的影响, 开展平台运动与立管涡激振动的全耦合数值研究。

(6) 本文的研究工作针对顶部张紧式立管展开, 而实际工程中还有悬链线立管和缓坡型立管等立管类型。后续工作可考虑对求解器的功能进行扩充, 以实现工程中各种常见类型立管的涡激振动的求解。

参 考 文 献

- [1] Herfjord K., Drange S.O., Kvamsdal T. Assessment of vortex-induced vibrations on deepwater risers by considering fluid-structure interaction[J]. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1999, 121(4): 207-212.
- [2] Gabbai R.D., Benaroya H. An overview of modeling and experiments of vortex-induced vibration of circular cylinders[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 282(3-5): 575-616.
- [3] Williamson C.H.K. Vortex dynamics in the cylinder wake[J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1996, 28(1): 477-539.
- [4] Williamson C.H.K., Govardhan R. Vortex-induced vibrations[J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2004, 36(1): 413-455.
- [5] Williamson C.H.K., Govardhan R. A brief review of recent results in vortex-induced vibrations[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2008, 96(6-7): 713-735.
- [6] Saprkaya T. A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2004, 19(4): 389-447.
- [7] Wan D.C., Duan M.Y. A recent review of numerical studies on vortex-induced vibrations of long slender flexible risers in deep sea[J]. *Chinese Quarterly of Mechanics*, 2017, 28(2): 179-196.
- [8] Wu X.D., Ge F., Hong Y.S. A review of recent studies on vortex-induced vibrations of long slender cylinders[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2012, 28(1): 292-308.
- [9] Norberg C. Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2003, 17(1): 57-96.
- [10] Chaplin J.R., Bearman P.W., Huera-Huarte F.J., et al. Laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a vertical tension riser in a stepped current[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2005, 21(1): 3-24.
- [11] Huera-Huarte F.J. Multi-mode vortex-induced vibrations of a flexible circular cylinder [D]. The University of London, 2006.
- [12] Huera-Huarte F.J., Bearman P.W. Wake structures and vortex-induced vibrations of a long flexible cylinder—part 1: dynamic response[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2009, 25(6): 969-990.
- [13] Huera-Huarte F.J., Bearman P.W. Wake structures and vortex-induced vibrations

- of a long flexible cylinder—part 2: drag coefficients and vortex modes[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2009, 25(6): 991-1006.
- [14] 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(2): 193-211.
- [15] Huera-Huarte F.J., Gharib M. Flow-induced vibrations of a side-by-side arrangement of two flexible circular cylinders[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27(3): 354-366.
- [16] Huera-Huarte F.J., Gharib M. Vortex and wake-induced vibrations of a tandem arrangement of two flexible circular cylinders with far wake interference[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27: 824-828.
- [17] Huera-Huarte F.J., Bangash Z.A., Gonzalez L.M. Towing tank experiments on the vortex-induced vibrations of low mass ratio long flexible cylinders[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2014, 48: 81-92.
- [18] Lehn E. VIV suppression tests on high L/D flexible cylinders[J]. Norwegian Marine Technology Research Institute, Trondheim, Norway, 2003.
- [19] 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(3): 335-361.
- [20] 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(4): 557-575.
- [21] Lie H., Braaten H., Jhingran V.G., et al. Comprehensive riser VIV model tests in uniform and sheared flow[C]//The Thirty-first International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2012.
- [22] Modarres-Sadeghi Y., Mukundan H., Dahl J.M., et al. The effect of higher harmonic forces on fatigue life of marine risers[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 329(1): 43-55.
- [23] Sanaati B., Kato N. A study on the effects of axial stiffness and pre-tension on VIV dynamics of a flexible cylinder in uniform cross-flow[J]. *Applied Ocean Research*, 2012, 37: 198-210.
- [24] Sanaati B., Kato N. Vortex-induced vibration (VIV) dynamics of a tensioned flexible cylinder subjected to uniform cross-flow[J]. *Journal of Marine Science and Technology*, 2013, 18(2): 247-261.
- [25] Franzini G.R., Pesce C.P., Goncalves R.T., et al. An experimental investigation

- on concomitant vortex-induced vibration and axial top-motion excitation with a long flexible cylinder in vertical configuration[J]. *Ocean Engineering*, 2018, 156: 596-612.
- [26] 王俊高, 付世晓, 许玉旺, 等. 振荡来流下柔性立管涡激振动“分时特性”试验研究[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(21): 1-7.
- [27] 王俊高, 付世晓, 许玉旺, 等. 正弦振荡来流下柔性立管涡激振动发展过程[J]. *力学学报*, 2014, 46(2): 173-182.
- [28] 王俊高, 付世晓, 许玉旺, 等. 振荡来流下柔性立管涡激振动响应特性试验研究[J]. *船舶力学*, 2016, 20(4): 419-429.
- [29] Wang J.G., Fu S.X., Baarholm R., et al. Out-of-plane vortex-induced vibration of a steel catenary riser caused by vessel motions[J]. *Ocean Engineering*, 2015, 109: 389-400.
- [30] Wang J.G., Xiang S., Fu S.X., et al. Experimental investigation on the dynamic responses of a free-hanging water intake riser under vessel motion[J]. *Marine Structures*, 2016, 50: 1-19.
- [31] Wang J.G., Fu S.X., Larsen C.M., et al. Dominant parameters for vortex-induced vibration of a steel catenary riser under vessel motion[J]. *Ocean Engineering*, 2017, 136: 260-271.
- [32] Song L.J., Fu S.X., Cao J., et al. An investigation into the hydrodynamics of a flexible riser undergoing vortex-induced vibration[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2016, 63: 325-350.
- [33] 宋磊建, 付世晓, 于大鹏, 等. 剪切流下发生涡激振动的柔性立管阻力特性研究[J]. *力学学报*, 2016, 48(2): 300-306.
- [34] 宋磊建, 付世晓, 任铁, 等. 均匀流下柔性立管涡激振动响应及涡激力载荷特性研究[J]. *振动与冲击*, 2017, 36(22): 14-21.
- [35] 高云, 付世晓, 熊友明, 等. 剪切来流下柔性圆柱体涡激振动响应试验研究[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(20): 142-148.
- [36] Gao Y., Fu S.X., Xiong Y.M., et al. Experimental study on response performance of vortex-induced vibration on a flexible cylinder[J]. *Ships and Offshore Structures*, 2017, 12(1): 116-134.
- [37] 高云, 刘黎明, 付世晓, 等. 柔性立管涡激振动响应轨迹特性研究[J]. *船舶力学*, 2017, 21(5): 563-575.
- [38] Xu W.H., Ma Y.X., Ji C.N., et al. Laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a yawed flexible cylinder at different yaw angles[J]. *Ocean*

- Engineering, 2018, 154: 27-42.
- [39] Xu W.H., Luan Y.S., Han Q.H., et al. The effect of yaw angle on VIV suppression for an inclined flexible cylinder fitted with helical strakes[J]. Applied Ocean Research, 2017, 67: 263-276.
- [40] Han Q.H., Ma Y.X., Xu W.H., et al. Dynamic characteristics of an inclined flexible cylinder undergoing vortex-induced vibrations[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 394: 306-320.
- [41] Han Q.H., Ma Y.X., Xu W.H., et al. Hydrodynamic characteristics of an inclined slender flexible cylinder subjected to vortex-induced vibration[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 148: 352-365.
- [42] 张永波. 深海输液立管涡激振动预报及抑振技术研究[博士论文].青岛: 中国海洋大学. 2011.
- [43] 刘景伟. 海洋立管绕流的数值模拟及涡激振动抑振试验[硕士论文].青岛: 中国海洋大学. 2013.
- [44] 李朋, 郭海燕, 李效民, 等. 干涉对海洋立管涡激振动影响试验研究[J]. 船舶力学, 2015, 19(10): 1227-1234.
- [45] Birkoff G., Zarantanello E.H. Jets, wakes and cavities[M]. New York: Academic Press, 1957.
- [46] Bishop R.E.D., Hassan A.Y. The lift and drag forces on a circular cylinder oscillating in a flowing fluid[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences, 1964, 277(1368): 51-75.
- [47] Hartlen R.T., Currie I.G. Lift-oscillator model of vortex-induced vibration[J]. Journal of the Engineering Mechanics Division, 1970, 96(5): 577-591.
- [48] Facchinetti M.L., Langre E.D., Biolley F. Coupling of structure and wake oscillators in vortex-induced vibrations[J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(2): 123-140.
- [49] Facchinetti M.L., Langre E.D., Biolley F. Vortex-induced travelling waves along a cable[J]. European Journal of Mechanics-B/Fluids, 2004, 23(1): 199-208.
- [50] Srinil N., Zanganeh H. Modelling of coupled cross-flow/in-line vortex-induced vibrations using double duffing and van der pol oscillators[J]. Ocean Engineering, 2012, 53: 83-97.
- [51] 郭海燕, 傅强, 娄敏. 海洋输液立管涡激振动响应及其疲劳寿命研究[J]. 工程力学, 2005, 22(4): 220-224.
- [52] 黄维平, 王爱群, 李华军. 海底管道悬跨段流致振动试验研究及涡激力模型修正[J]. 工程力学, 2007, 24(12): 153-157.

- [53] 秦伟, 康庄, 宋儒鑫. 基于离散点涡的双自由度涡激振动尾流振子模型研究[J]. 工程力学, 2012, 29(9): 294-299,358.
- [54] Shear7. User guide for Shear7 Version 4.9b. 2016, America.
- [55] Vandiver J.K., Jaiswal V., Jhingran V. Insights on vortex-induced, traveling waves on long risers[J]. Journal of Fluids and Structures, 2009, 25(4): 641-653.
- [56] Huang K., Chen H.C., Chen C.R. Vertical riser VIV simulation in uniform current[J]. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2010, 132(3): 031101.
- [57] Huang K., Chen H.C., Chen C.R. Flexible catenary riser VIV simulation in uniform current[C]//The Twentieth International Offshore and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2010.
- [58] Schulz K.W., Meling T.S. Multi-strip numerical analysis for flexible riser response[C]//The Twenty-third International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2004.
- [59] 黄智勇. 柔性立管涡激振动时域响应分析[博士论文].上海: 上海交通大学. 2008.
- [60] 端木玉. 细长柔性立管涡激振动数值计算软件开发与应用研究[博士论文].上海: 上海交通大学. 2017.
- [61] Willden R.H.J., Graham J.M.R. Multi-modal vortex-induced vibrations of a vertical riser pipe subject to a uniform current profile[J]. European Journal of Mechanics-B/Fluids, 2004, 23(1): 209-218.
- [62] Kamble C., Chen H.C. 3D VIV fatigue analysis using CFD simulation for long marine risers[C]//The Twenty-sixth International Ocean and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2016.
- [63] Wang E.H., Xiao Q. Numerical simulation of vortex-induced vibration of a vertical riser in uniform and linearly sheared currents[J]. Ocean Engineering, 2016, 121: 492-515.
- [64] Evangelinos C., Karniadakis G.E. Dynamics and flow structures in the turbulent wake of rigid and flexible cylinders subject to vortex-induced vibrations[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1999, 400: 91-124.
- [65] Evangelinos C., Lucor D., Karniadakis G.E. DNS-derived force distribution on flexible cylinders subject to vortex-induced vibration[J]. Journal of Fluids and Structures, 2000, 14(3): 429-440.
- [66] 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

- shear flow[J]. *Computers and Structures*, 2013, 122: 155-163.
- [67] 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(4): 467-489.
- [68] Meneghini J.R., Saltara F., de Andrade Fregonesi R., et al. Numerical simulations of VIV on long flexible cylinders immersed in complex flow fields[J]. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 2004, 23(1): 51-63.
- [69] Holmes S., Oakley O.H., Constantinides Y. Simulation of riser VIV using fully three dimensional CFD simulations[C]//The Twenty-fifth International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2006.
- [70] Duan M.Y., Wan D.C., Xue H.X. Prediction of response for vortex-induced vibrations of a flexible riser pipe by using multi-strip method[C]//The Twenty-sixth International Ocean and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2016.
- [71] Duan M.Y., Zou L., Wan D.C. Numerical simulations of vortex-induced vibrations of a flexible riser with different aspect ratios in uniform and shear currents[J]. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 2017, 29(6): 1010-1022.
- [72] Fu B.W., Zou L., Wan D.C. Numerical study on the effect of current profiles on vortex-induced vibrations in a top-tension riser[J]. *Journal of Marine Science and Application*, 2017, 16(4): 473-479.
- [73] Fu B.W., Wan D.C. Numerical study of vibrations of a vertical tension riser excited at the top end[J]. *Journal of Ocean Engineering and Science*, 2017, 2(4): 268-278.
- [74] Deng D., Fu B.W., Wan D.C. Modal vibrations of side-by-side and tandem vertical riser pipes experiencing a stepped current[C]//The Twenty-seventh International Ocean and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2017.
- [75] Fu B.W., Zou L., Wan D.C. Numerical study of vortex-induced vibrations of a flexible cylinder in an oscillatory flow[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2018, 77: 170-181.
- [76] Duan M.Y., Zou L., Wan D.C. Numerical analysis of multi-modal vibrations of a vertical riser in step currents[J]. *Ocean Engineering*, 2018, 152: 428-442.
- [77] 付博文, 端木玉, 万德成. 大长细比柔性立管涡激振动数值模拟[J]. *江苏科技大学学报 (自然科学版)*, 2017, 31(05): 640-645.
- [78] 王哲, 邓迪, 万德成. 基于 CFD 方法的变张力柔性圆柱涡激振动数值模拟[J].

- 水动力学研究与进展: A 辑, 2019 (2): 201-209.
- [79] Zdravkovich M.M. Review of interference-induced oscillations in flow past two parallel circular cylinders in various arrangements[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 1988, 28(1-3): 183-199.
- [80] Huera-Huarte F.J., Bangash Z.A., González L.M. Multi-mode vortex and wake-induced vibrations of a flexible cylinder in tandem arrangement[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2016, 66: 571-588.
- [81] Sanaati B., Kato N. Experimental study on the dynamics of four flexible cylinders in square arrangement subjected to uniform cross-flow[C]//The Thirty-first International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2012.
- [82] Sanaati B., Kato N. Wake-induced vibration (WIV) of two tandem pre-tensioned flexible cylinders[C]//The Thirty-second International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2013.
- [83] Sanaati B., Kato N. A study on the proximity interference and synchronization between two side-by-side flexible cylinders[J]. *Ocean engineering*, 2014, 85: 65-79.
- [84] Xu W.H., Cheng A.K., Ma Y.X., et al. Multi-mode flow-induced vibrations of two side-by-side slender flexible cylinders in a uniform flow[J]. *Marine Structures*, 2018, 57: 219-236.
- [85] Han Q.H., Ma Y.X., Xu W.H., et al. An experimental study on the hydrodynamic features of two side-by-side flexible cylinders undergoing flow-induced vibrations in a uniform flow[J]. *Marine Structures*, 2018, 61: 326-342.
- [86] Xu W.H., Ma Y.X., Cheng A.K., et al. Experimental investigation on multi-mode flow-induced vibrations of two long flexible cylinders in a tandem arrangement[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, 135: 261-278.
- [87] Xu W.H., Yu Y., Wang E.H., et al. Flow-induced vibration (FIV) suppression of two tandem long flexible cylinders attached with helical strakes[J]. *Ocean Engineering*, 2018, 169: 49-69.
- [88] Wang E.H., Xu W.H., Yu Y., et al. Flow-induced vibrations of three and four long flexible cylinders in tandem arrangement: An experimental study[J]. *Ocean Engineering*, 2019, 178: 170-184.
- [89] Allen D.W., Henning D.L. Vortex-induced vibration current tank tests of two equal-diameter cylinders in tandem[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2003,

- 17(6): 767-781.
- [90] Liu H.Z., Wang F., Jiang G.S., et al. Laboratory measurements of vortex-and wake-induced vibrations of a tandem arrangement of two flexible risers[J]. *China Ocean Engineering*, 2016, 30(1): 47-56.
- [91] Assi G.R.S. Wake-induced vibration of tandem and staggered cylinders with two degrees of freedom[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2014, 50: 340-357.
- [92] Huang S., Herfjord K. Experimental investigation of the forces and motion responses of two interfering VIV circular cylinders at various tandem and staggered positions[J]. *Applied Ocean Research*, 2013, 43: 264-273.
- [93] Lou M., Chen Z.W., Chen P. Experimental investigation of the suppression of vortex induced vibration of two interfering risers with splitter plates[J]. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2016, 35: 736-752.
- [94] Sarvghad-Moghaddam H., Nooredin N., Ghadiri-Dehkordi B. Numerical simulation of flow over two side-by-side circular cylinders[J]. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 2011, 23(6): 792-805.
- [95] Rahmanian M., Cheng L., Zhao M., et al. Vortex-induced vibration of two side-by-side circular cylinders of different diameters in close proximity in steady flow[C]//The Thirty-first International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2012.
- [96] Borazjani I., Sotiropoulos F. Vortex-induced vibrations of two cylinders in tandem arrangement in the proximity-wake interference region[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2009, 621: 321-364.
- [97] 段松长, 赵西增, 叶洲腾, 等. 错列角度对双圆柱涡激振动影响的数值模拟研究[J]. *力学学报*, 2018, 50(2): 244-253.
- [98] 张大可, 赵西增, 胡子俊, 等. 低雷诺数下串列双圆柱涡激振动的数值模拟[J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2018, 39(2): 247-253.
- [99] Chen W.L., Ji C.N., Wang R., et al. Flow-induced vibrations of two side-by-side circular cylinders: asymmetric vibration, symmetry hysteresis and near-wake patterns[J]. *Ocean Engineering*, 2015, 110: 244-257.
- [100] Cui Z.D., Zhao M., Teng B. Vortex-induced vibration of two elastically coupled cylinders in side-by-side arrangement[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2014, 44: 270-291.
- [101] Munir A., Zhao M., Wu H.L. Vortex-induced vibration of two side-by-side cylinders with a small gap in uniform flow[C]//The Thirty-sixth International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. American Society of

- Mechanical Engineers Digital Collection, 2017.
- [102] Chen W.L., Ji C.N., Williams J., et al. Vortex-induced vibrations of three tandem cylinders in laminar cross-flow: vibration response and galloping mechanism[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2018, 78: 215-238.
- [103] 杨康, 张宝峰, 殷长山, 等. 串列双圆柱涡激振动数值模拟[J]. *江苏科技大学学报 (自然科学版)*, 2017, 31(05): 567-573.
- [104] 郭晓玲, 唐国强, 刘名名, 等. 低雷诺数下串联双圆柱涡激振动机理的数值研究[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(4): 60-69.
- [105] So R.M.C., Wang.X.Q. Vortex-induced vibrations of two side-by-side Euler-Bernoulli beams[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 259(3): 677-700.
- [106] Chen Z.S., Kim W.J. Numerical investigation of vortex shedding and vortex-induced vibration for flexible riser models[J]. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 2010, 2(2): 112-118.
- [107] Van den Abeele F., Vande Voorde J., Kara F. Numerical simulation of vortex induced vibrations for marine risers subjected to sheared flow[C]//*The Thirty-third International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2013.
- [108] González L.M., Rodriguez A., Garrido C.A., et al. CFD simulations on the vortex-induced vibrations of a flexible cylinder with wake interference[C]//*The Thirty-fourth International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2015.
- [109] Lin K., Wang J.S., Zhou J.L., et al. Vortex-induced vibrations of two flexible cylinders in tandem arrangement with discrete vortex method[C]//*The Twenty-eighth International Ocean and Polar Engineering Conference*. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2018.
- [110] Nguyen V.T., Chan W.H.R., Nguyen H.H. Numerical investigation of wake induced vibrations of cylinders in tandem arrangement at subcritical Reynolds numbers[J]. *Ocean Engineering*, 2018, 154: 341-356.
- [111] Clough R.W., Penzien J. *Dynamics of structures*. McGraw-Hill International Editions, 1975.
- [112] 唐友刚. *高等结构动力学*. 天津: 天津大学出版社. 2002: 37-40.
- [113] Chen H.C., Chen C.R., Huang K. CFD simulation of vortex-induced and wake-induced vibrations of dual vertical risers[C]//*The Twenty-third International Offshore and Polar Engineering Conference*. International Society

of Offshore and Polar Engineers, 2013.

- [114] Zdravkovich M.M. The effects of interference between circular cylinders in cross flow[J]. Journal of Fluids and Structures, 1987, 1(2): 239-261.

致 谢

两年半的硕士时光犹如乌飞兔走，我还未来得及认真欣赏交大四季，转眼间便要离开这个美丽的校园，开启人生的下一段旅程。这篇毕业论文既是对我硕士阶段学习工作的总结，也是我给自己的学生生涯交上的一份答卷。借此机会，我要向所有陪伴过我，帮助过我，支持过我的人，致以最诚挚的感谢！

首先要感谢我的研究生导师万德成教授和刘成副教授，两年半以来两位老师对我的悉心指导让我受益良多。万老师分析科研问题十分具有前瞻性，总能直指问题的要害，并给出十分中肯的建议。万老师严谨细致的治学态度和勤劳认真的工作态度，让我十分敬佩。每次深夜收到万老师对我们邮件的详细回复，我都会感叹，成功的道路上哪有什么捷径，唯有脚踏实地，勤奋刻苦的学习，才能一步步地向着梦想前进。在科研工作上，万老师给予了我们充分的指导，为我们提供了优越的科研条件，同时积极鼓励并资助我们参与学术活动，与国内外学者进行学术交流。在生活方面，万老师鼓励我们积极地参与体育锻炼，时刻保持健康的体魄，并且支持课题组同学定期组织文体活动，以丰富我们的科研生活。万老师的言传身教让我学会了严谨做事，踏实做人，这对我以后的工作学习将有莫大的帮助。同时，刘老师对我的研究工作也提供了诸多帮助。

其次，我要感谢涡激振动研究小组的各位同学，感谢你们的支持与帮助。感谢已经毕业的端木玉师姐的开创性的研究工作，为我们搭建了一个成熟的计算平台；感谢已经毕业的付博文师兄，师兄对本方向的求解器进行了整合，并开发了一套数据后处理程序，为我的研究工作提供了极大的便利；感谢已经毕业的王哲师兄，在我刚进课题组时师兄耐心地向我介绍组内的研究工作，教会我使用求解器，让我很快地进入状态并开展自己的研究工作；感谢还在科研道路上求索的邓迪师兄，师兄帮助我确定研究方向，在我遇到困难时积极地与我讨论，给我提供了很多实用的建议；感谢文静可爱的李敏师妹，师妹为我的论文修改工作提供了支持。祝愿各位已经毕业的师兄师姐在今后的工作中能够顺顺利利，在各自的岗位上继续发光发热。祝愿邓迪师兄在科研道路上继续向前，努力成为 SCI 收割机，顺利毕业。祝愿李敏师妹在自己的研究方向上继续努力，早日取得突破性进展。

我还要感谢温柔可爱的缪爱琴师姐，勤奋踏实的刘正浩师兄，细致体贴的马春卉“师妹”，机灵活泼的王秋雯，你们一直以来的陪伴与支持让我感受到了课题组如家一般的温暖。感谢已经毕业的思维活跃的谢康迪师兄和勤勉好学的漆小舟

师兄，与两位师兄在学术和就业方面的交流与讨论，让我受益匪浅。感谢既是同门又是室友的余安正，感谢室友魏斯行，与二位相识已近六年，将来还可能继续做同事，希望我们彼此珍惜这段缘分，友谊长存。

还要感谢同在木兰楼 A704 的王晋楷、郭浩、李奇、许璐荣、陈泰文、王帝、吴惠宇、詹开宇、魏德志、李乐宇、艾勇、何东亚、夏可，你们的陪伴为我的硕士生活增添了许多欢乐。感谢师兄王建华、赵伟文以及课题组的其他同学，感谢你们在我的科研工作中给予我的支持与帮助。此外，还要感谢一直在我们的身后默默地给予支持的朱政老师，感谢您为我们的科研与生活提供的帮助。

我还要特别感谢我的父母，感谢你们 20 多年以来的支持与陪伴。一直以来，你们都为我提供了良好的生活保障，让我能够全身心地投入到学习中。你们的身体力行帮我树立了良好的价值观，教会了我勤奋、诚信、爱与责任。大概我们一家人都是讷于言，未曾好好地跟彼此说一声“爱”，在这里，我要认真地对你们说一句“我爱你们”。或许在你们的眼里，我永远是一个长不大的孩子，但是看着你们逐渐花白的双鬓，我想说“这一次，换我来好好照顾你们！”。

最后，谢谢自己的坚持与付出，希望自己能够坚定信念，在未来的工作中实现自己的价值。

攻读硕士学位期间已发表或录用的论文

- [1] 武磊, 赵伟文, 万德成. 不同浸没长度下串列双立管涡激振动数值模拟[J]. 海洋工程. (已录用, 中文核心)
- [2] Wu L., Deng D., Wan D.C., et al. Numerical Simulations of Vortex-Induced Vibrations of Flexible Risers in Tandem Arrangement[C]//The Twenty-ninth International Ocean and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2019. (已发表, EI 会议)
- [3] 武磊, 邓迪, 万德成. 阶梯流中不同来流方向对柔性双立管涡激振动影响 CFD 分析[C]. 第二十九届全国水动力学研讨会论文集, 江苏镇江, 2018.08.24-27: pp.607-621. (已发表)