

硕 士 学 位 论 文

深海顶张力立管涡激振动分析及状态评估

The State Estimation of TTR Riser under VIV Loading

作 者 姓 名：_____ 李 轩 _____

学 科、 专 业：_____ 土木工程 _____

_____ 防灾减灾工程及防护工程 _____

学 号：_____ 21106092 _____

指 导 教 师：_____ 欧进萍 _____

_____ 周 智 _____

完 成 日 期：_____ 2014 年 6 月 _____

大连理工大学

Dalian University of Technology

大连理工大学学位论文独创性声明

作者郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下进行研究工作所取得的成果。尽我所知，除文中已经注明引用内容和致谢的地方外，本论文不包含其他个人或集体已经发表的研究成果，也不包含其他已申请学位或其他用途使用过的成果。与我一同工作的同志对本研究所做的贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

若有不实之处，本人愿意承担相关法律责任。

学位论文题目：_____

作者签名：_____ 日期：_____年____月____日

摘 要

能源是国民经济持续、快速、健康发展的关键。石油是现阶段能源问题的核心，而深海原油则是未来石油产业的发展方向。作为深海油气开发系统的重要生命线工程的海洋立管是连接水上浮式平台及水下钻井系统的唯一关键结构，是保证安全生产的重要环节。然而，由于深海环境的复杂性及激励荷载的随机性等多方面因素的影响，深海立管极易受到破坏。涡激振动是影响立管安全服役的重要因素，是导致立管发生强度破坏及疲劳破坏的主要原因，因此对立管涡激振动进行实时预报及状态估计至关重要。本文针对以上问题做了以下几方面的工作：

1. 对涡激振动的形成机理、影响参数、分析方法及研究进展做了简要归纳；同时，通过对真实的涡激振动实验数据进行分析，得到大长细比立管结构的响应特性的定性、定量描述，为涡激升力模型的建立以及立管涡激振动方程的建立提供必要的理论依据。

2. 考虑立管顺流向及横流向的运动耦合作用、流固耦合作用、管内流体作用，并结合我国南海和墨西哥湾真实的流速分布，使用 Matlab 建立顶张力立管的有限元模型。对顶张力立管的涡激振动响应进行时程动力求解及“缩尺”模态求解，并对响应特性进行提取和分析。

3. 通过有限元模型及时域分析得到的立管响应数据，提取立管各节点时程应变响应信息，运用疲劳累计损伤理论中的 Miner 准则，结合立管材料的 S-N 曲线及雨流计数统计，估算立管涡激振动作用下各关键节点的疲劳损伤，并分别讨论弹性模量、顶张力及内流等因素对立管疲劳寿命的影响。

4. 初步探讨了根据有限测点数据对立管进行状态评估的方法。首先，利用 H_2 范数构建传感器灵敏度矩阵，判断各潜在测点对结构主要激发模态的识别水平，充分考虑工程可行性及经济性，初选出最优的传感器测点组合。然后，考虑外荷载激励的不确定性、量测噪声等因素的影响，利用卡尔曼滤波方法对立管进行状态估计，即利用有限测点数据还原结构整体动力响应特性，并对估计精度进行讨论。

关键词：涡激振动；顶张力立管；时频分析；疲劳分析；最优状态估计

The State Estimation of TTR Riser under VIV Loading

Abstract

Energy resources are the key point for the sustainable and steady development of national economy. While petroleum stands as the core source for current energy consumption, deepwater crude oil represents the leading opportunity for petroleum industry in future. Deepwater risers, the only essential components which connect the offshore platform and subsea drilling system, are the most fundamental issues for the safety of offshore oil production. However, seriously affected by the severe environmental conditions and unclear loading patterns, risers are vulnerable to be destroyed by all these factors. Vortex-induced vibration (VIV) is the major concern for risers since it may lead to strength failure as well as fatigue damage, and it is of great importance to conduct real-time monitoring and estimation of riser under VIV loadings. Thus, this dissertation would investigate in the referred issues from the following aspects:

First, the basic mechanism, influencing parameters, analytical method and research advance of VIV is briefly summarized. Then, by analyzing the statistics from real VIV experiment with proper data processing strategies, the characteristics of risers with large aspect ratio under VIV loadings have been qualitatively and quantitatively revealed, which provides theoretical basis for the lift force model and dynamic equation of risers conceived in the following chapter.

Second, the finite element model of TTR riser which considers the coupling effects of in-line and cross-flow motion, fluid-structure interaction, inner fluid transmission and the real velocity distribution of South China Sea and Gulf of Mexico has been built in Matlab. The VIV response of TTR riser has been analyzed in time domain with Newmark- β method and its modal analysis has been conducted thereafter.

Third, the strain information has been derived from FEM model and time domain displacement response data. With Miner criterion commonly used in fatigue cumulative damage theories, S-N curve for risers and Rain flow counting (RFC) method, the distribution of fatigue damage of important nodes for the riser has been estimated. In addition, the effects of elasticity modulus, top tension and inner fluid on the fatigue damage of risers have been further investigated.

Finally, a preliminary study on the optimized state estimation strategy of TTR riser with limited sensors has been put forward. The H_2 norm is introduced first for an initial selection of possible sensor arrays which may provide optimal strategy for the reconstruction of riser

under VIV excitation. The strategy has fully taken practical installment as well as engineering economic issues into consideration. Then the Kalman filter is introduced to give state estimation of the whole riser based on the selected sensor arrays, and its accuracy has been further illustrated in detail.

Key Words: Vortex-induced Vibration; TTR Riser; Time-frequency Analysis; Fatigue Analysis; Optimized State Estimation

目 录

摘 要.....	I
Abstract	II
1 绪论.....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 涡激振动及其影响参数.....	3
1.2.1 涡激振动的形成机理.....	3
1.2.2 雷诺数.....	5
1.2.3 斯特劳哈尔数.....	6
1.2.4 约化速度.....	7
1.2.5 质量比.....	7
1.2.6 附加质量系数.....	8
1.3 立管涡激振动研究方法及其进展.....	9
1.3.1 涡激振动的经验模型.....	9
1.3.2 涡激振动预报的 CFD 模型.....	12
1.4 大长细比立管涡激振动实验研究.....	13
1.4.1 研究意义.....	13
1.4.2 Maine 系列现场实验.....	14
1.4.3 Arctic Ocean, St.Croix, Lawrence 系列现场实验.....	15
1.4.4 Seneca, Miami I, Miami II 系列现场实验.....	16
1.4.5 NDP 系列实验.....	19
2 立管涡激振动的时频分析.....	25
2.1 研究背景.....	25
2.2 模型的建立.....	25
2.2.1 模型的主要特点及考虑.....	25
2.2.2 运动方程的建立.....	28
2.3 时域分析.....	30
2.3.1 时域分析方法.....	30
2.3.2 计算结果.....	32
2.3.3 响应分析.....	35
2.4 模态分析.....	35
2.4.1 基本方法.....	35

2.4.2	结果分析	38
2.5	本章小结	42
3	立管涡激振动的疲劳分析	43
3.1	疲劳简述	43
3.1.1	疲劳的定义及历史	43
3.1.2	疲劳寿命理论及计算方法	43
3.2	顶张力立管的疲劳分析	45
3.2.1	疲劳荷载的统计	45
3.2.2	等效应力的处理	46
3.2.3	计算准则	47
3.2.4	计算流程	47
3.2.5	计算分析	48
3.2.6	疲劳参数分析	50
3.3	本章小结	53
4	立管涡激振动响应的状态估计	54
4.1	引言	54
4.2	基于 H_2 范数的测点优化方法	56
4.3	基于 Kalman 滤波的最优状态估计	60
4.4	顶张力立管的测点优化及状态估计验证	63
4.5	本章小结	67
	结论与展望	68
	参 考 文 献	70
	附录 A 本文介绍实验立管参数信息	75
	附录 B 本文立管模型所选参数	76
	攻读硕士学位期间发表学术论文情况	77
	致 谢	78
	大连理工大学学位论文版权使用授权书	79

1 绪论

1.1 研究背景及意义

作为人类赖以生存的重要物质基础的能源始终在人类文明的发展和飞跃的过程中发挥着决定性的作用。十八世纪中期,西方国家对煤炭能源的高效利用推动了第一次工业革命的发生和发展,创造了巨大生产力,极大的提高了人类物质生活水平;十九世纪末期,以石油、天然气等能源为代表的第二次工业革命进一步促进了社会生产力的跨越式发展,加强了世界各地间的联系,为现代全球化经济发展模式打下了坚实的基础。

随着科学技术的不断创新和进步,包括风能、水能、太阳能、生物质能在内的新能源逐步登上历史舞台,为工业生产和人类可持续性发展注入了新的活力。然而,作为常规能源的重要组成部分,石油在未来相当长的一段时间内仍将是世界经济和科技发展的根本动力和重要保障。自 20 世纪 60 年代以来,石油在一次能源结构中所占比例不断增加:在 21 世纪第一个十年中,石油的消费量约占世界能源总消费比例的 37%。同时,美国能源信息署发布的《International Energy Outlook 2008》报告指出,2030 年全球石油消费量将达到 11250 万桶/日,较目前的 9550 万桶/日增长约 18%左右。因此,如何高效、合理、安全的开发和利用石油资源,仍将是未来能源领域相关研究所关注的焦点和寻求创新的突破口。

海洋蕴藏了全球 70%的油气资源。由于开采技术水平的逐年提升以及陆地原油资源的日益枯竭,油气资源的开发和利用逐渐由陆地转向海洋、浅海转向深海将成为必然趋势^[1]。如图 1.1 所示,来自深水以及超深水的原油占总原油出产量的比例已由 2005 年的 20%提高到了 2009 年的 45%,并呈持续走高的趋势。据剑桥能源咨询公司预测,2015 年时全球石油总产量的 12%将来自深海。同时,美国地质调查局的研究报告显示,未来海洋油气储量的 44%将来自深水,总量有望突破 1000 亿桶。种种数据表明,深海油气资源有着巨大的发展潜力,对深海资源的开发将会是相关工程领域的热点课题。

1947 年建成于美国南部路易斯安那州墨西哥湾水深 4.6 米的海底油井标志着人类对于海洋石油资源探索的开端。如图 1.2 所示^[2],在之后的半个多世纪内,随着技术的进步和采油系统的不断成熟,海底钻井可探及的水域越来越深,已由最初的几十米逐渐下潜到几千米。到目前为止,深海采油系统的最大钻探水深可达 3900 米,与富士山主峰的海拔高度相当。据统计,截至 2010 年,全球在建以及在役的钻井生产平台共有 262 座^[3],主要分布于美国墨西哥湾、北欧和巴西等海域。2012 年 5 月,由我国独立自主研

发的海洋石油 981 深水半潜式钻井平台在南海海域正式投入使用，最大作业水深可达 3000 米，填补中国在深水装备领域的空白。

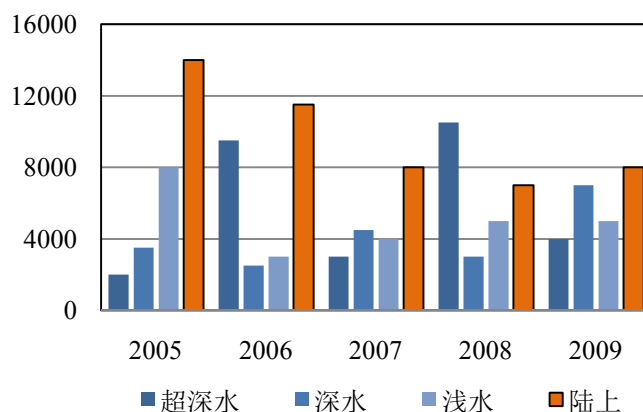


图 1.1 2005 年至 2009 年原油开采量分布 (单位: 百万桶)

Figure 1.1 Worldwide oil distribution from 2005 to 2009

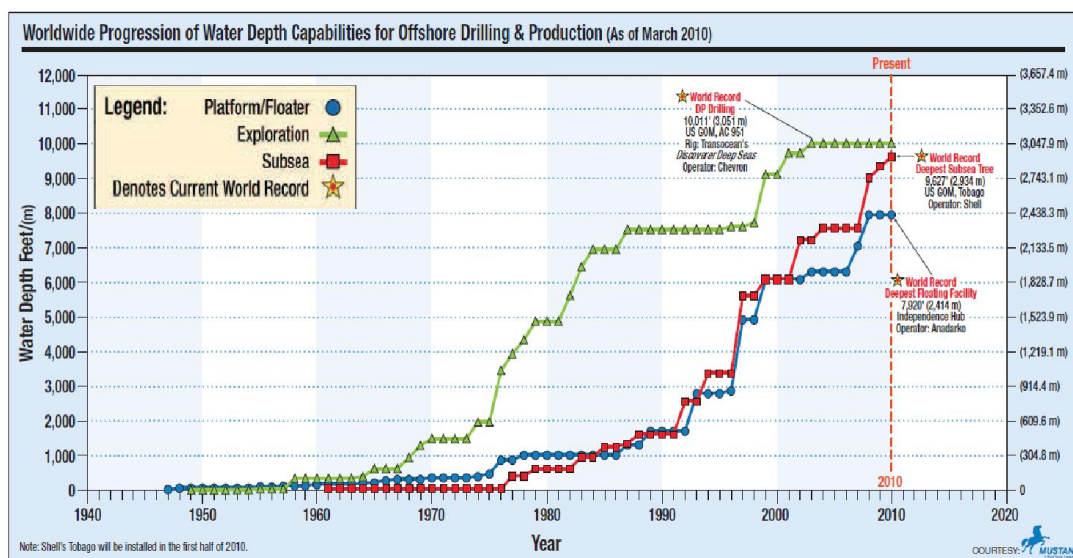


图 1.2 海洋平台最大探潜深度进展

Figure 1.2 Worldwide progression of water depth capabilities for offshore drilling & production

由于海底钻井可探及的水域越来越深, 工作水深一般不超过 500 米的传统固定式平台已不能适应深海环境。因此, 为满足深海采油的要求, 新形式的浮式的生产系统, 如半潜式平台、张力腿式 (TLP) 平台、Spar 平台及浮式生产储油轮 (FPSO) 等陆续投入使用。无论采用何种浮式平台进行石油资源的勘探和开发, 作为深海油气开发系统的重要生命线工程的海洋立管均是连接水上浮式平台及水下钻井系统的唯一关键结构, 是保

证安全生产的重要环节^[4]。然而，由于深海环境的复杂性及激励荷载的随机性等多方面不确定性因素的存在，深海立管极易受到破坏。表 1.1 统计了由荷载作用造成的立管事故。首先，浮式平台系统在风、浪、流等作用下的动力响应会带动与其连接的立管在相应方向上产生大振幅的耦合响应。此外，随着水深的增加，海流对立管的影响越来越大，其流经立管时会在立管后侧产生漩涡。漩涡的周期性的生发使立管在横流方向上受到交变的力的作用，进而引起立管的涡激振动（vortex-induced vibration, 简称 VIV）。涡激振动是引起立管疲劳破坏的重要因素，会造成较大的疲劳损伤。特别当漩涡脱落频率与立管的自然频率相近或一致时，会发生振动锁定现象（即共振），立管的振幅剧烈增加，在极端情况下会导致事故的发生。尽管在过去的五十年内国内外学者对涡激振动进行了广泛而深入的系统性研究，但是由于涡激振动的内在机理极其复杂，至今仍没有一种模型或方法能够很好的对立管的涡激响应进行还原和预报。同时，除涡激振动之外，海浪的一阶波浪作用、浮体的二阶慢漂运动以及由温度压力不均匀分布引起的循环应力均会引起立管疲劳损伤的增加，对立管的安全使用寿命有极大的影响。综上所述，为保证立管能够在极端环境中及复杂荷载作用下安全服役，对影响立管动力响应和疲劳损伤的主要因素进行研究、对立管的动力响应和疲劳损伤的监测和预报十分必要。

表 1.1 荷载作用引起的立管事故
Table 1.1 Riser accidents induced by the damage from loads

时间	原因	事故描述	损失(原油泄漏量)
2002-02-21	VIV	立管与输油口连接失效	267 桶
2003-05-21	风暴荷载	立管折断	1421 桶
2003-08-03	洋流作用	立管磨损	74 桶
2003-08-06	VIV	890 米水深处立管疲劳损伤	137 桶
2004-04-10	波浪荷载	立管与平台连接失效	48 桶
2004-04-11	风暴荷载	立管与平台连接失效	1034 桶
2005-07-05	波浪荷载	立管与平台连接失效	426 桶

1.2 涡激振动及其影响参数

1.2.1 涡激振动的形成机理

涡激振动，亦称为漩涡诱发运动，是指当流体绕过非线性截面的结构时在结构后侧出现的漩涡脱落现象。在一定情况条件下，当漩涡在结构后方两侧产生周期性脱落时，会诱发结构在与来流垂直方向（横流向）上产生周期性变化的流体作用力（涡激升力），

从而激励结构产生周期性的运动。当漩涡生发的频率与结构某阶固有频率接近或相等时，结构响应强烈，振幅较大，称为涡激共振。最早的关于涡激振动现象的观测和记载可追溯到公元前五百年左右。犹太教文献中记载到“大卫王发现在微风的吹拂下，多弦能够发出多弦琴嘤嘤鸣响的声音”。在近代，1878年，斯特罗哈发现由弦线的风鸣音调与其附近的风速的大小及弦线的粗细有关：风速越大、弦线越细，音调则越高。1879年瑞利勋爵发现了小提琴的弦在风正交于弦线时会受迫振动而发出乐音。同时他还观察到小提琴在弦线的固有音调和风鸣调接近或者一致时声音会有显著的增强。1908年伯纳德第一次将圆柱体后面旋涡的形成及圆柱体的固有周期联系到一起进行研究。1912年，冯卡门把流体中圆柱的运动和圆柱后稳定错开排列的漩涡道的形成联系起来，称为卡门涡街。

涡激振动的产生可以结合流体力学中边界层的概念进行理解和阐述。边界层是指流体流经圆柱体时在圆柱体表面附近形成的流速为零的包络曲线。涡激振动的形成机理由图 1.3 所示,其中边界层以虚线表示。当流体质点流经非流线型的圆柱体时，处于圆柱体前缘的流体质点的压力就由自由流动压力升高至停滞压力，这一高压能够使正在形成中的边界层在圆柱体的两侧逐渐发展。然而当流体的动力粘度较低时（即雷诺数较高时），停滞压力还不足以将边界层推到包围住非流线型圆柱体的背面。边界层在圆柱体最宽截面处（即图中的 B 点）从圆柱体的两端脱开，并形成了两个在流动中向尾部拖曳的剪切层，并形成了尾流的边界。因为自由剪切层的最内层比和自由流相接触的最外层移动的慢得多，因此外侧的流体仍然向前运动，内侧的流体停滞不动，亦即在圆柱的后侧形成漩涡，使流体不再附着于柱体表面流动，而是从柱体表面分离出去，形成“涡街”现象。

同时，漩涡是在柱体左右两侧（即横流向）交替的产生，具有周期性。当圆柱后方一侧发生漩涡时，在柱体表面会产生与漩涡旋转方向相反的环向流速，使得立管左右两侧流速出现速度差，从而形成了与横流方向上作用于柱体表面的压力差，即涡激升力 F_L 。当一个漩涡向下游泄放时，其对柱体的影响及作用力亦相应减小，直到消失，而下一个漩涡又从另一侧发生，根据上述原理，会产生一个相反方向的涡激升力。因此，每一对漩涡的生发共同形成了一个横流向的周期性作用力。特别的，当结构某阶固有频率与涡激升力的周期接近或一致时，流体与圆柱之间的耦合作用更加强烈，会在横流向产生剧烈的振动。同时，漩涡的生发在顺流向还会产生作用于圆柱的周期性拖拽力 F_D ，其频率为涡激升力的2倍。同横流向的涡激升力相比，顺流向的拖拽力在数量约小一个数量级，对结构的影响相对较小，因此大部分的涡激振动研究都聚焦于立管横流向的响应。然而，对柔性海洋立管而言，结构由拖拽力在顺流向产生的疲劳损伤对结构的使用寿命也有较大的影响，因此在疲劳分析时结构顺流向的振动值得考虑。

对涡激振动的研究所涉及的知识包括流体力学，结构动力学，材料学，统计学等。在实际工程中，涡激振动现象经常在桥梁工程，海洋工程以及航天工程中出现，对结构的安全性和稳定性有着很大的威胁。由于其理论的复杂性以及在实际工程中的重要性，在过去的50年里涡激振动已经得到国内外学者广泛的研究。通过大量的实验分析和数值模拟，特别是实验室条件下针对短刚性圆柱的研究，关于涡激振动的频率锁定、最大动力响应、激发模态、尾流模式等现象在理论上已经得到很好的解释。关于基于短刚性圆柱的涡激振动研究可参考Blevin^[5]、Bearman^[6]、Sarpkaya^[7]以及Khalak和Williamson^[8]等学者的相关综述性文章。本小节主要通过讨论影响涡激振动的几个主要参数来对涡激振动的特性进行阐述。

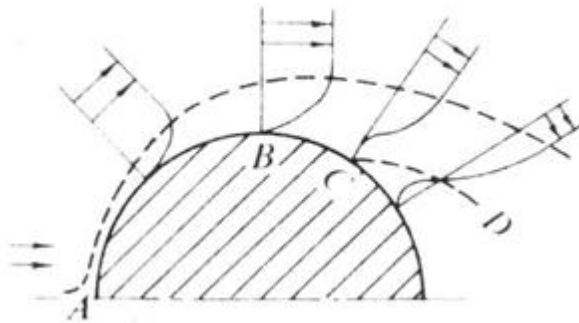


图1.3 涡激振动形成机理

Fig. 1.3 The nature of vortex-induced vibration

1.2.2 雷诺数

雷诺数（Re）是描述流体惯性力与粘滞力比值的无量纲参数。通常情况下，雷诺数的大小能够刻画流体的流动状态，其表达式为：

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (1.1)$$

其中 U 为流体流速， D 为立管的直径， ν 为流体的运动粘度。

当雷诺数较小时（小于2000），相对于惯性力而言，黏滞力对流场的影响更大。同时，受黏滞力的影响，流场中流速的扰动会有一定的衰减，流体流动趋于稳定，符合层流分布规律；当雷诺数较大时（大于4000），惯性力对流场的影响更大，流体流动不再稳定，流速的微小变化容易发展、增强，同时形成紊乱、不规则的湍流流场。图1.4为雷诺数对流场产生的尾流形式的影响。^[9]当 $300 < Re < 1.5 \times 10^5$ 时，为次临界区。在此流场条件下立管边界层处呈层流状态，立管后侧会产生周期性交替泄放的紊流漩涡，立管

的振幅较大。当 $1.5 \times 10^5 < Re < 3.5 \times 10^6$ 时，形成过渡区。在此流场条件下，立管边界层处呈紊流状态，漩涡泄放不再具有周期性规律，拖拽力明显下降，立管振幅减小。当 $Re > 3.5 \times 10^6$ 时，为超临界区。在此流场条件下立管边界层处依然呈紊流状态，但是周期性的漩涡泄放现象重新出现。在海洋工程中，涡激振动一般发生在过渡区和超临界区。^[9]

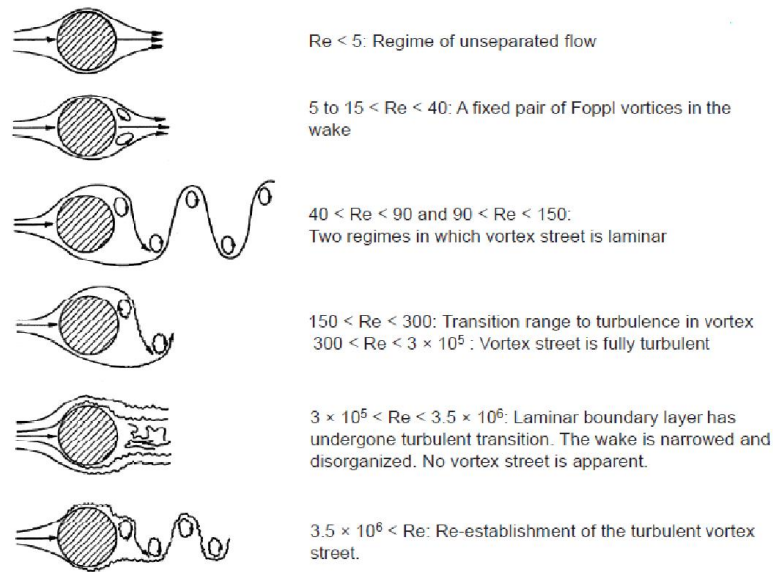


图1.4 雷诺数与流场分布

Fig. 1.4 Regimes of fluid flow past a circular cylinder

1.2.3 斯特劳哈尔数

斯特劳哈尔数 (St) 是一个表明漩涡脱落特性的相似准则数，是漩涡脱落频率的一种无因次表达，其表达式为：

$$St = \frac{f_s D}{U} \quad (1.2)$$

式中 f_s 为漩涡脱落频率， U 为流体流速， D 为立管直径。图1.5为实验得到的圆柱体斯特劳哈尔数与雷诺数的关系曲线。如图所示，当流场状态处于次临界区时，即 $300 < Re < 1.5 \times 10^5$ ， $St \approx 0.2$ ；当流场状态处于超临界区时，即 $Re > 3.5 \times 10^6$ ， St 急剧增大，其增加程度与来流的紊流程度有关，由于在此状态时漩涡脱落不具有周期性和规律性，因而不能够较准确的确定 St 的真实值；当流场状态处于超临界区时，即 $Re > 3.5 \times 10^6$ ， St 的值又趋于稳定。

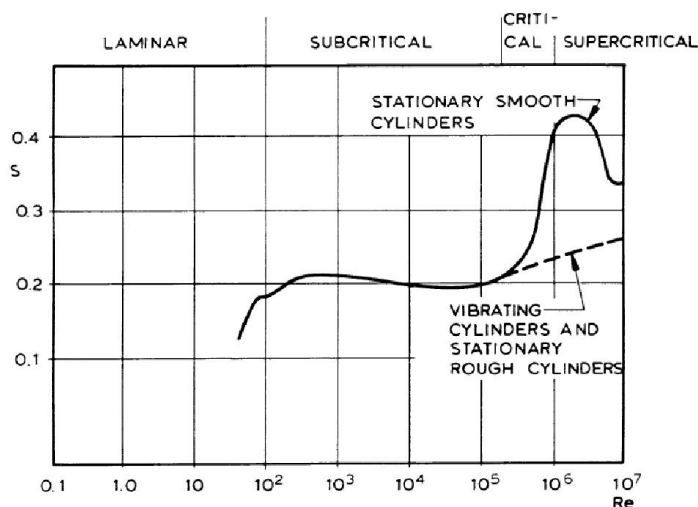


图1.5 斯特劳哈尔数与雷诺数关系

Fig. 1.5 The relationship between Strouhal number and Reynolds number

1.2.4 约化速度

约化速度是判断涡激振动是否发生的重要指标，其表达式为：

$$V_r = \frac{U}{fD} \quad (1.3)$$

其中， U 表示流体的流速， f 为立管的参与振动的固有频率， D 为立管直径。在涡激振动频率锁定时，立管的运动频率与泄涡频率一致，即 $f_s = f$ 。一般情况下，涡激振动频率锁定时斯特劳哈尔数的值为0.2，那么此时的约化速度则为斯特劳哈尔数的倒数，取值为5。然而，由于涡激振动的不确定性、流体附加质量的变化以及立管的多模态响应特性，实际涡激振动频率锁定时约化速度不为定值，通常在3到16之间变化，控制其变化范围的主要影响因素为立管的质量比。

1.2.5 质量比

质量比 m_r 的定义为单位长度立管的质量与所排开水的质量的比值，其表达式为：

$$m_r = \frac{m}{\rho \pi D^2 / 4} \quad (1.4)$$

其中， m 为立管单位长度的质量， ρ 为流体的密度， D 为立管的直径。质量比的大小能够决定立管对涡激振动响应的敏感程度，并控制着立管涡激共振响应发生时约化速度的范

围。通常情况下，质量比越低，约化速度范围越大（ $3 < V_r < 16$ ），结构涡激共振时呈宽带响应；质量比越高，约化速度范围越小（ $4 < V_r < 8$ ），结构涡激共振时呈窄带响应。实际工程中深海立管的质量比一般较低：顶张力立管的质量比一般在1.0至2.0之间，复合立管的质量比一般小于1.0。

1.2.6 附加质量系数

附加质量系数是单位长度流体附加质量与立管排水质量的比值，其表达式为：

$$C_a = \frac{m_a}{\rho \pi D^2 / 4} \quad (1.5)$$

附加质量系数是描述涡激振动时立管附近流体质点对立管运动的影响参数。当涡激振动触发时，立管的运动会使环绕其边界处的流体质点的运动加快，并使其与原有位置发生分离，产生了作用于立管上与立管惯性力同相位的流体惯性力。通常情况下，附加质量系数不为常数，而是随着约化速度的变化而变化，如图1.6所示。^{[10][11]}其中,x轴为约化速度，y轴为附加质量系数。当约化速度小于8时，附加质量系数为正，并随着约化速度的增加而急剧减小；当约化速度大于8时，附加质量系数为负，并基本稳定在-0.5左右。同时，立管的质量比越低，附加质量系数对立管涡激振动的影响越大，因为立管数值分析时所采用的等效质量为立管自身的质量与附加质量之和，即

$$m_e = m + m_a = (m_r + C_a) \frac{\pi \rho D^2}{4} \quad (1.6)$$

在涡激共振时，立管的等效质量可能会小于其自身的质量（当附加质量系数为负时），立管响应的固有频率增加，这也解释了在高流速情况下会有立管低阶模态参与响应的原因。^[12]

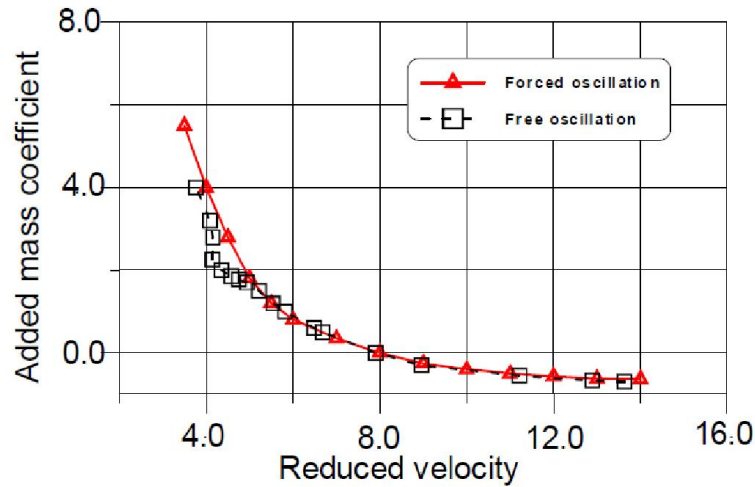
图1.6 附加质量与约化速度关系^[13]

Fig. 1.6 Relationship between added mass and reduced velocity

1.3 立管涡激振动研究方法及进展

1.3.1 涡激振动的经验模型

柔性立管涡激振动预报的经验模型是指依据立管结构的运动控制方程，并结合现有的实验数据，采用具有代表性的经验参数来分析立管的响应。根据分析的着重点的不同，涡激振动预报的经验模型可分为时域预报模型和频域预报模型。

(1) 时域预报模型

时域预报模型主要指尾流振子模型 (wake oscillator model)，即通过建立结构与尾流振子相互作用模型来近似计算尾流对结构的力学影响。根据已有的实验数据和结果，尾流振子模型应满足以下基本要求：振子本身的自振频率必须同来流速度成正比，以满足涡激振动发生的条件；振子的运动应该以力函数的形式与结构的运动相耦合；尾流振子模型能够自激自抑的，即当结构静止时，振子也会呈周期性的小幅变化。在此基础上，Bishop & Hassan^[14]首次提出根据 Van De Pol 振动方程来刻画尾流作用于圆柱上的流体力，Hartlen and Curie^[15]将这一想法改进为现在的尾流振子基本模型。他们认为流体力满足非线性的 Van De Pol 方程，方程的系数通过联立结构及尾流振子的振动方程求解。1973 年，Skop^[16]将尾流振子模型应用到柔性细长柱体的涡激振动预报当中。1974 年，Iwan 和 Blevins^[17]考虑了涡街的流体动力学特性建立了流体振子方程，用来预测弹性支承的刚性杆的响应，并准确地预测了涡激振动的锁定效应。近些年来，尾流振子的模型有了进一步的发展。Skop 和 Balasubramanian^[18]为柔性柱体的振动提出了 Skop-Griffin 模型，此模型能够准确捕捉到非对称、振动幅值接近零时的结构阻尼系数。

Facchinetti^{[19][20]}在考虑到圆柱体的位移、速度和加速度对升力系数影响的基础上进一步完善修正了尾流振子模型，并成功预报了缆线的涡激振动响应。

同时，Krenk 和 Nielsen 等人都曾对基本模型进行改进。模型中尾流振子可以相互作用，能够描述均匀流或剪切流中，漩涡从柔性结构或者静止刚性结构上的三维脱落特性。目前，比较常用的尾流振子模型包括 Matteoluc 尾流振子模型，Iwan 尾流振子模型，Blevins 尾流振子模型、MARINTEK 模型等。

现以单自由度圆柱横流向的涡激振动为例，对尾流振子的基本模型和常规解法做以介绍。单自由度圆柱的基本运动方程可表示为：

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \frac{1}{2}\rho U^2 DLC_L \quad (1.7)$$

其中 C_L 为瞬间升力系数， x 为圆柱横流向位移。引入无量纲变量 x_r ， τ 以及无量纲参数 ξ ， a ， ω_n ，则式 (1.7) 可写为：

$$\ddot{x}_r + 2\xi\dot{x}_r + x_r = a\omega_0^2 C_L \quad (1.8)$$

其中，

$$x_r = \frac{x}{D} \quad (1.9)$$

$$\tau = \omega_n t = \left(\frac{K}{M}\right)^{1/2} t \quad (1.10)$$

$$\xi = \frac{C}{2M\omega_n}, a = \frac{\rho D^2 L}{8\pi^2 St^2 M}, \omega_n = \frac{f_s}{f_n} = St \frac{U}{f_n D} \quad (1.11)$$

满足以上基本条件的尾流阵子模型可表示为：

$$\ddot{C}_L - a\omega_0\dot{C}_L + \frac{\tau}{\omega_0}(\dot{C}_L)^3 + \omega_0^2 C_L = b\dot{x}_r \quad (1.12)$$

式中等号左端的第一项和第四项决定的一个简谐振子，其自振频率为 $\omega_0 = 2\pi f_s$ ；第二项为升力阻尼，起到使瞬间升力系数增长的作用；等号右端项是由结构运动所产生的对流体的反作用力项。式中参数 a ， b ， τ 由实验结果拟合决定。当泄涡频率接近结构固有频率时，即 $f_s \approx f_n$ 时，结构的响应以及升力的变化都是简谐形式的，并且运动频率相等。因此，设式 (1.8) 和式 (1.12) 的解为：

$$x_r = x_r \sin \omega \tau \quad (1.13)$$

$$C_L = C_L \sin(\omega\tau + \varphi) \quad (1.14)$$

x_r 和 C_L 均为常量。将式(1.13)和式(1.14)代入式(1.8)中,并分别令 $\sin\omega\tau$ 和 $\cos\omega\tau$ 的系数之和为零,可得:

$$C_L \cos\varphi = \frac{(1-\omega^2)x_r}{a\omega_0^2} \quad (1.15)$$

$$C_L \sin\varphi = \frac{2\xi\omega x_r}{a\omega_0^2} \quad (1.16)$$

再将式(1.15)、(1.16)代入式(1.12)中,令 $\sin\omega\tau$ 和 $\cos\omega\tau$ 项目的系数之和相等,整理并消去 x_r ,得到结构的频率方程:

$$[(1-\omega^2)^2 + 4\xi\omega^2]\{(\omega_0^2 - \omega^2)[(1-\omega^2)^2 + 4\xi\omega^2] - 2ab\xi\omega_0^2\omega^2\} = 0 \quad (1.17)$$

$$(\omega_0^2 - \omega^2)[(1-\omega^2)^2 + 4\xi\omega^2] - 2ab\xi\omega_0^2\omega^2 = 0 \quad (1.18)$$

由上式可解出 ω ,代回式(1.8)、(1.12)中可求出 x_r 和 C_L 及 φ ,即求得结构的响应形式。

虽然尾流振子模型能够给出与实验观测量级大致相当的结果,但是其预报结果的精确性强烈受到参数数值选取的制约。同时,在不同的实验条件下参数的取值准则又不尽一致。因此,在实际应用中尾流振子模型仍存在一定的局限性。

除尾流振子模型外,时域涡激振动预报模型还包括非耦合显式模型,即将流体的作用力按照与结构运动的位移、速度、加速度相对应的项进行分解,其力学表达式为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(x, \dot{x}, \ddot{x}, \omega_s t) \quad (1.19)$$

通过适当选取作用力函数,并移向将结构位移、速度和加速度系数合并,即:

$$(m + \tilde{m})\ddot{x} + (c + \tilde{c})\dot{x} + (k + \tilde{k})x = \tilde{F}(\omega_s t) \quad (1.20)$$

等号右端仅代表涡激升力对结构的影响。根据结构动力学方法即可对尾流作用下结构的响应进行求解。涡激升力通常可以表示为

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho D U^2 \sin(\omega_s t + \varphi) \quad (1.21)$$

其中 C_L 为涡激升力系数,是约化速度以及立管横流向振幅的函数。2001年,Carberry和Sheridan^[21]进行了一组实验,用以确定涡激升力公式中各项参数。实验发现当结构的激发频率较低时,涡激升力与结构运动为反相位,结构横流向振幅较小,阻碍结构的运

动；当结构的激发频率较高时，结构横流向振幅较大，涡激升力与结构运动同相位，加剧结构的运动。同时，涡激升力的系数在 0 到 1.0 之间变化，并与结构横流向振幅近似成正比关系。

（2）频域预报模型

由于涡激振动被认为是发生在离散的频率上，所以可以通过结构的模态分析，将结构的响应近似为受激发模态响应的叠加。频率预报模型的优点是可以通过实验确定模型中的相应参数，计算效率较高，求解比较直观。但相对时域预报模型而言，频域预报模型不能有效的考虑结构的非线性、复杂的结构形式（比如非均匀分布质量）、试验中观测到的涡激振动情况下立管的“行波”模式和“驻波”模式以及真实工程中立管的高频（三倍于基频的频率，见下节所述）响应特性。

目前，工业界主要使用的频域预报模型包括 Shear7^[22]，VIVA^[23]，VIVANA^[24]和 VICoMo^[25]等。大部分的频率预报模型在计算时需要通过迭代的方法来确定各阶模态的响应。各种模型之间的差别主要在于如何结合实验数据、以及通过何种实验条件来确定模型的参数。比如，VIVA 的参数由短管受迫振动实验数据确定，计算时首先确定涡激频率锁定区域，找到相对应的振型，然后计算与速度同相位或者反相位的涡激升力，通过参考实验数据确定各激发模态对应的振幅。Shear7 通过长细比较大的柔性立管受迫运动实验数据来确定参数。该模型将立管按能量平衡原理人为划分为能量输入区和能量耗散区，其升力系数模型是立管横向振幅以及折合频率（约化速度）的函数，可预报剪切流条件下立管涡激振动的响应。VIVANA 通过短管的受迫振动和自激振动实验数据来确定升力参数，并假定升力系数仅为立管横向振幅的函数。VIVANA 首先在三维域内确求解立管的固有频率、振型等结构固有参数，然后在二维域内求解立管不同位置处涡激振动的振幅、涡激升力等响应参数。VICoMo 模型的参数由均匀流条件短管的受迫振动所确定，并将涡激升力近似等效为阻尼力和附加质量惯性力的叠加，同时忽略相邻截面上流场的相互影响进行计算。

1.3.2 涡激振动预报的 CFD 模型

近年来，伴随着计算机运算系统的不断突破以及相关计算力学算法的日臻成熟，计算流体动力学方法（CFD）得到了充分的发展，并被广泛的应用于海洋工程领域当中，并主要针对研究圆柱体结构与流体之间的相互作用。通过在计算机上运行相关程序进行数值试验，CFD 方法可以达到与物理试验类似的效果。同时，CFD 方法在分析过程中对于影响参数的控制更加方便和精确，能够得到较经验模型而言精度更高的计算结果。

如何处理湍流以及流固耦合响应是 CFD 方法的关键。按照 CFD 模型对湍流的不同处理方式可将其分为直接数值模拟(DNS)、大涡模拟(LES)、离散涡模拟(DVM)和雷诺平均模型(RANS)。由于立管结构轴向长度相对较大并受制于现有计算机的计算软硬件水平,目前 CFD 还不足以在全尺度空间内对立管与流体间的耦合响应进行时程求解分析。因此,目前常用的 CFD 模型大部分都基于“切片”分析的二维计算模型,即沿立管轴向将流场剖分成一定数量的二维平面区域,在各个平面上通过进行网格划分来考虑流体与结构间的作用,然后把各二维平面内求得的流体力进行叠加,作用到结构上去,进行立管与流体间的耦合响应计算。目前较为常用的“切片”方法包括 Norsk Hydro,DSP,DeepFlow 以及 VIVIC,早期使用切片法的研究可参考 Dalheim^[26], Willden^[27]和 Yamamoto^[28]等学者的相关文献。

虽然 CFD 方法计算精度较高,但是相对涡激振动经验预报模型而言运算效率较低,不能进行实时预报,所以在实际工程的应用中有一定的局限性。同时,CFD 的计算精度和计算效率也受到网格划分的影响。不同的划分模式得到的结果不尽相同,同时,从理论上也很难确定何种划分模式能够还原真实的流场分布情况。同时,结构的运动势必会导致所处流场范围及边界的变化,这就要求在每个时间步上都要重新生成新的网格进行计算,这也直接影响到 CFD 模型的计算效率。

1.4 大长细比立管涡激振动实验研究

1.4.1 研究意义

长细比(aspect ratio)是指立管的长度与截面直径的比值,在实际工程中一般能够达到 10^3 的数量级。长细比是决定立管涡激振动特性的一项重要物理参数。长细比越大,立管的柔度越大,与流体之间的耦合作用也越复杂。尽管早期基于短刚性圆柱的实验能够很好的描述出影响涡激振动的控制变量和因素,但是立管的涡激振动较刚性圆柱体在均匀流作用下的涡激振动响应要复杂的多。首先,实际海洋环境十分复杂,海流随水深变化剧烈,因此海洋立管的实际荷载作用形式与实验室环境中所模拟的有很大差别。其次,涡激振动时柔性立管自身的物理参数会随着水深等因素而变化,而刚性圆柱实验时均认为结构的固有属性保持不变。同时,在实际工程中,立管会有多个激发模态响应,而不是短管实验中的单一模态响应。^[29]此外,大部分基于短柱的实验仅仅聚焦于横流向涡激振动的研究,而大长细比的涡激振动实验能够同时考虑横流向和顺流向的响应,能够更好的反映涡激振动的耦合效应。同时,光纤光栅应变传感器在大长细比涡激振动实验中的广泛应用能够更好的反映立管的涡激振动疲劳分布规律,也为立管疲劳分析规范

（如 DNV-RP-F204）提供充分理论依据。因此，基于短刚性圆柱的实验不足以有效的反映出真实环境中足尺立管的涡激振动响应，进行大长细比的实验研究势在必行。

综合以上原因，自 1980 年以来，以 J. Kim Vandiver, J.R. Chaplin, P.W. Bearman, Jaap J. de Wilde, H. Lie, 郭海燕等为代表的学者们做了很多大长细比的涡激振动实验。这一小节将结合 MIT 的 Vandiver 团队所做的一系列现场实验，并通过对挪威海洋中心旗下 NDP 团队（Norwegian Deepwater Program）实验数据包进行处理来阐述真实柔性立管的涡激振动特性。

1.4.2 Maine 系列现场实验

1981 年，为了掌握在现场条件下立管涡激振动的真实特性，Vandiver 和 Jong 在美国缅因州（Maine）的 Castine 做了一系列均匀流情况下大长细比软管的涡激振动实验，并通过实验采集到了大量的立管响应数据。经过系统的数据分析和数据处理，Vandiver 团队对立管在剪切流条件下的涡激振动的特性进行了总结和讨论，得到了很多重要的结论。这些结论不仅为剪切流下立管涡激振动响应的分析提供了可靠的现实依据，也为相关的场地实验提供了必要的理论指导。

实验采用的立管长为 22.86 米，外径为 31.8 毫米，内径为 25.4 毫米，长细比为 758，分别在立管的长度方向的 1/8、1/6、1/4、2/5、5/8、和 3/4 处的横流向及顺流向布设加速度传感器。关于实验的具体信息可参阅文献[30]的介绍。

1983 年，Vandiver 研究了在涡激振动响应中的拖拽力参数。他将立管的响应分为两种情况：均匀流下涡激振动锁定情况和非锁定情况。图 1.7 为立管的运动轨迹，图中的横坐标为立管顺流向的运动，纵坐标为立管横流向运动。其中，左图是立管 1/2 长度处涡激振动锁定时运动规律，右图是非锁定时的运动规律。在涡激锁定情况下，立管的运动满足一定的规律，呈“八”字型运动，拖拽力系数较大；在非锁定情况下，立管的运动没有明显的规律，可近似认为符合高斯随机过程，同时拖拽力系数急剧下降。

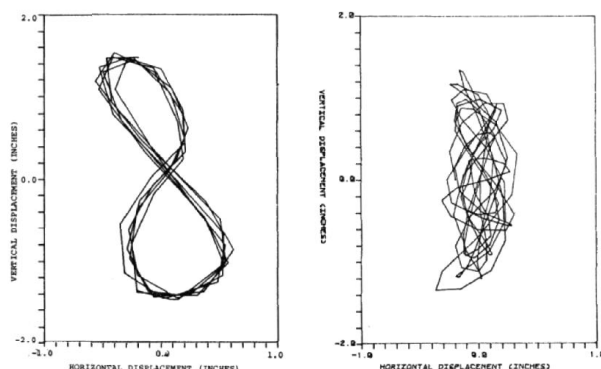


图1.7 立管运动轨迹图

Fig. 1.7 Motion of risers^[2]

1987年, Vandiver 研究了横流向和顺流向涡激振动响应频率之间的关系。研究表明, 在涡激振动锁定情况下, 顺流向的主要频率响应为 4.8Hz, 是横流向频率响应的二倍, 如图 1.8 所示。其中, 图 1.8 左图为立管顺流向 1/2 处加速度反应谱, 右图为立管 1/4 处横流向加速度反应谱。这种频率锁定(倍数关系)的现象仅仅在涡激振动锁定情况下才出现。^[31]在非锁定情况下, 横流向和顺流向的频率响应之间并没有确定的关系。同时, Vandiver 还发现在均匀流作用下涡激振动锁定区域的附加质量随着约化速度的增加而剧烈下降。^[32]

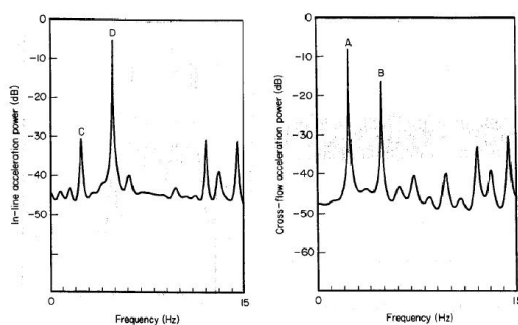


图1.8 加速度频谱分析

Fig. 1.8 The acceleration power in frequency domain^[3]

1.4.3 Arctic Ocean, St. Croix, Lawrence 系列现场实验

1985年和1986年, Vandiver 及其团队将研究范围从均匀流下条件拓展到更能代表真实深海环境的剪切流条件。这一系列实验的立管的相关参数可参考附录 A, 详尽信息可参考文献[33]以及文献[34]。结合剪切流实验所获数据, Vandiver 团队得到了与均匀流实验条件下截然不同的结论。

通过 Arctic Ocean 和 St. Croix 实验, Vandiver 得到如下结论: 在剪切流条件下, 立管的运动形式更符合弦的运动规律, 所以在建立运动方程时将立管假设成弦的形式能够更精确的反映其运动响应; 剪切流条件下涡激振动区域会出现多模态响应, 而不是单一模态响应; 与均匀流条件下相比, 剪切流条件下拖拽力系数要小很多。

通过 Lawrence 现场实验, Vandiver 发现了水动力阻尼的重要性。实验前, 通过自由振动衰减测得的结构阻尼系数为 0.3%。然而, 在剪切流作用下测得的阻尼系数可以达到 3%至 5%, 这一阻尼系数的增量主要来自水流的附加作用。^[34]同时, Vandiver 发现 $n\zeta_n$ 的值 (n 为被激发模态的阶数, ζ_n 为对应的模态阻尼比) 能够决定立管响应的特质: 当其大于 3 时, 立管运动符合无限长弦的规律; 当小于 0.1 时, 涡激振动一般只有一个主要的响应模态。同时, 阻尼比会随着泄涡频率的增加而降低。最后, Vandiver 也讨论了张力对立管涡激振动的影响: 当张力较大时, 仅会有很少的低阶模态参与响应; 当张力较小时, 会有相对较多的模态参与响应 (包括高阶模态)。^[35]

随后在 1993 年, 通过分析对比上述三个实验的实验数据, Vandiver 指出剪切比 (单位长度流速变化与最大流速比值) 和被激发模态数是决定涡激振动锁定现象是否发生的决定性因素。^[36]关于剪切比以及被激发模态数的详尽讨论可参考文献[37]。同时, Vandiver 也讨论了其他重要参数的影响, 并指出: 立管质量比越低, 被激发的模态数越多; 当雷诺数在 300 至 10000 的范围内, 雷诺数对立管的涡激振动没有较大的影响。

1.4.4 Seneca, Miami I, Miami II 系列现场实验

经过八十年代及九十年代的基础性的实验研究, 新千年伊始, Vandiver 团队将研究拓展到一个更有挑战性的课题: 立管的高频涡激振动响应规律。同时, 这一课题的研究对深海立管的实际工程有着十分重要的意义: 首先, 现有的涡激振动预测的方法均过于保守, 因此在实际工程中会导致不必要的设计支出 (比如过量的使用涡激振动抑振装置); 其次, 现有的涡激振动预报方法仅仅考虑了立管的低频涡激振动 (实验室环境下), 而忽略了实际工程中经常出现的高频响应。总而言之, 高频涡激振动响应的研究对于水深 1000 米至 3000 米的深海立管工程至关重要。^[38]同时, 出于疲劳损伤分析的考虑, 立管的高频非涡激振动锁定分析也十分必要。因为立管非锁定振动更符合高斯随机过程分布, 因此, 相对涡激锁频振动而言, 非锁定振动的响应峰值出现的概率更大, 由其引起的立管的疲劳损伤也就越大 (高应力幅循环)。^[30]

因此, 在 2004 年至 2006 年期间, 聚焦于立管的高频涡激振动响应, Vandiver 团队精心设计了 Seneca, Miami I 以及 Miami II 系列实验。同时, 实验中 Vandiver 使用了最先进的加速度传感器以及应变传感器来采集数据, 保证了分析数据的真实性和精确性。

Seneca 实验是在纽约的 Seneca 湖进行的，其场地环境能够为实验提供近似理想的均匀流流速分布。实验中立管的张力由位于立管底部的附加重物提供，同时，在立管长度方向上每隔 6 米布设加速度传感器。Miami I 和 Miami II 是在位于迈阿密附近的墨西哥湾进行的，其场地环境能够为实验提供理想的剪切流流速分布。同样，立管的张力也是由位于立管底部的附加重物提供，在立管长度方向上均匀布设光纤光栅传感器，具体的布设分布可见图 1.9。图 1.9 中左图中黑色实心圆点代表光纤光栅传感器，右图为其垂直方向分布形式。

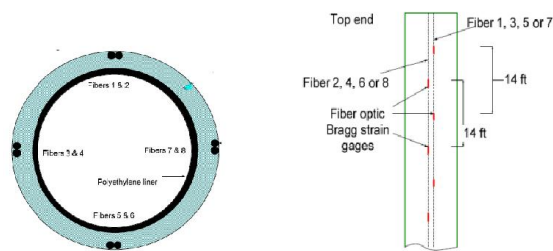


图1.9 应变传感器的布置

Fig. 1.9 The placement of strain sensors on riser

通过分析并对比以上三次实验的数据，Vandiver 有以下重要发现：

在 Seneca 试验分析中，Vandiver 主要采用约化速度以及响应幅值的均方根来刻画高频涡激振动响应特性。在实验数据处理时，与之前学者采取的方法不同，Vandiver 采用了高通滤波的进行处理，避免了高频信号的流失。经过分析，Vandiver 得到了以下结论：在高流速区约化速度为 5，在低流速区约化速度为 7.14；顺流向的均方根位移值约为横流向的 30%至 50%；相对于顺流向而言，横流向的均方根位移值的变异性更大（高频非涡激振动锁定的影响）。

在 2006 年，通过对比 Seneca 以及 Miami I 的实验数据，Vandiver 进一步研究了横流向上高频激发模态（三倍频）对立管该该方向上的应力以及疲劳损伤的影响。首先，通过对加速度响应的谱功率分布分析（PSD），Vandiver 发现低激发模态（低频）响应的能量基本符合窄带分布，高激发模态（高频）响应符合宽带分布，并且高频激发模态（三倍频）响应携带的能量在总反应的能量占有很大的比重。^[39]通过对 Miami I 实验中应变响应的谱功率分布分析，Vandiver 同样发现了高激发模态（高频）响应符合宽带分布的规律：在 Miami I 试验中，高频模态的应力均方根值占总均方根值的 50%左右。同时，横流向上由高频模态（三倍频）引起的立管疲劳损伤是低频模态（基频）的 20 至 40 倍。

在 2009 年，通过对 Miami II 的实验数据进行参数化的时频分析，Vandiver 得到了一些与之前公认理论不同的结论。

首先，Vandiver 指出立管最大弯曲应变发生在立管的中下部分，而不是在立管的底部，如图 1.10 所示。图 1.10 中左图和右图分布表示横流向和顺流向的应力均方根分布沿立管长度的分布。我们可以清晰的看到横流向最大应力出现在距立管底部 1/4 处，而顺流向的最大应力则出现在距立管底部的 1/3 处。然而，在此之前的研究均认为最大应力应出现在立管底部驻波场区域。^[40]此外，通过对采集数据进行谱功率分布分析，Vandiver 发现在立管底部处低频模态（基频）响应最大，在立管底部 1/4 处高频模态（三倍频）响应最大。同时，通过图 1.10 我们可以清晰的看到高频响应引起的应变在总应变中占有很大的比重。

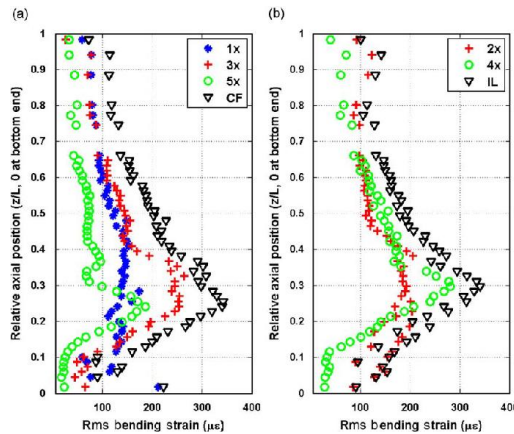


图1.10 应变分布

Fig. 1.10 Strain components

其次，Vandiver 发现了立管涡激振动中的驻波模式和行波模式。驻波模式指涡激振动所激发的立管模态阶数保持不变，即立管振动的“波形”保持不变；行波模式指立管受激发的模态阶数并不稳定，立管的振动的“波形”产生周期性的变化。通过分析立管不同位置由低阶模态（基频）引起的应变，Vandiver 指出在立管下半部分（距底部 1/10 处至 1/2 处）的应变时程变化符合行波模式，而在立管底部（立管底部至距底部 1/10 处）应变的时程变化相对平稳，符合驻波模式。然而传统的观点认为立管的能量输入部分（即立管下半部分）均符合驻波模式，并认为这一区域的约化速度在 5 至 7 之间。按此理论分析得到的驻波模式区域为立管底部到距底部 1/3 处，然而实际的区域仅为立管底部至距底部 1/10 处。

第三，Vandiver 注意到立管在驻波模式区域存在的稳态“8 字图”运动规律。Vandiver 以顺流向低频（二倍频）响应的应变为横坐标，以横流向低频（一倍频）响应的应变为

纵坐标来刻画立管运动轨迹的规律。Vandiver 发现在立管底部至距底部 $1/10$ 处, 以及距底部 $1/5$ 处至 $2/5$ 处立管运动轨迹没有规律性, 并且高速变化; 在距底部 $1/10$ 处至 $1/5$ 处立管运动轨迹规律性较强, 符合“八”字型轨迹。这也证明了在一定流速分布下, 涡激振动只会发生在结构的部分位置而不是全长。

1.4.5 NDP 系列实验

2003 年, 为研究立管涡激振动特性以及抑振装置的效果, 挪威 Marintek 旗下的 NDP 团队于实验室条件下做了一系列立管长细比达到 1400 的准场地实验。利用在横流向以及顺流向的加速度传感器以及 FBG 应变传感器, 此次实验成功的捕获了长 38 米、直径 0.027 米、材料为玻璃纤维的立管模型在剪切流以及均匀流作用下的涡激振动响应特性。同时, NDP 团队将此次实验的部分实验数据共享于麻省理工大学 Vandiver 团队的涡激振动数据库中 (<http://oe.mit.edu/VIV>), 以便于从事涡激振动的学者研究使用。本小节首先利用涡激振动分析时常用的方法对实验数据进行处理, 提取特征参数, 并与 Vandiver 所总结的涡激振动特性进行对比验证, 进一步加深对涡激振动现象的理解。

在数据分析前, 首先对流场环境及传感器布设情况进行简要介绍。实验的流场为剪切流, 最大流速为 0.7m/s , 最小流速为 0, 流速沿立管长度方向均匀变化。同时, 实验时在横流向(图表中示意为 CF, 即 cross-flow)布有 8 个加速度传感器及 24 个 FBG 应变传感器, 在顺流向(图表中示意为 IL, 即 in-line)布有 8 个加速度传感器以及 40 个 FBG 应变传感器。按照传感器位置与立管所处剪切流最大流速端距离的远近, 由近至远分别将横流向以及顺流向的加速度传感器编号为 A1 至 A8。同时, 称立管高流速端为顶端, 称低流速端为底端。立管的详尽参数可参考附录 A。

首先, 利用横流向加速度传感器的数据, 结合傅里叶变换, 进行时程分析, 得到横流向及顺流向加速度的功率谱密度 (PSD) 表, 如图 1.11 及 1.12 所示:

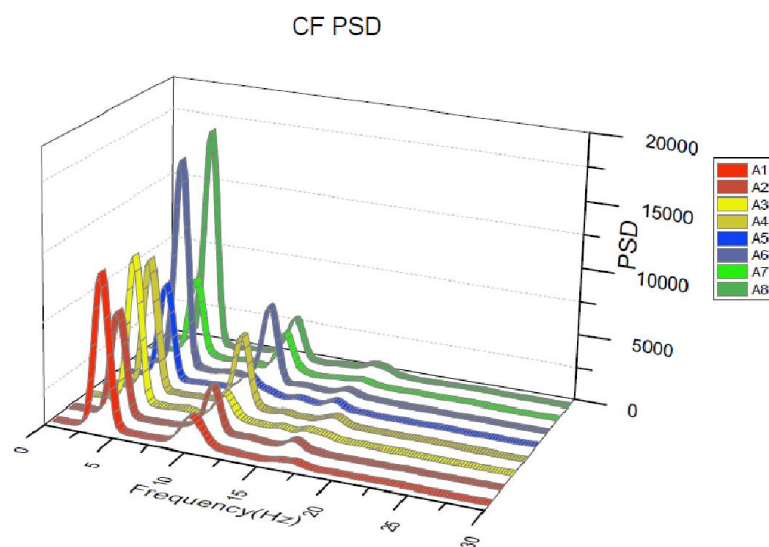


图1.11 横流向加速度PSD分布
Fig. 1.11 PSD of acceleration in CF direction

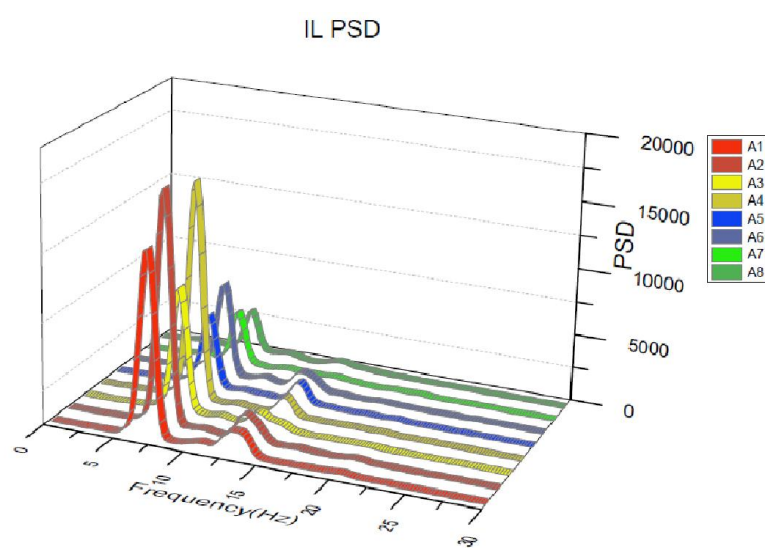


图1.12 顺流向加速度PSD分布
Fig. 1.12 PSD of acceleration in IL direction

通过以上的图表，我们可以清晰的看到横流向上主要振动的频率响应为 3.6Hz, 10.2Hz, 16.3Hz, 近似于一倍、三倍、五倍于基频的关系（即漩涡脱落频率，为 3.6Hz），其中一倍主频相应最为突出；顺流方向上主要响应为 7Hz, 13.4Hz 和 21Hz, 近似于二倍、四倍和六倍于基频的关系，其中二倍主频相应最为突出。这一现象证明涡激振动能引起

立管多模态的响应，而非单一模态的响应，与 Vandiver 之前的发现一致。同时，横流向上低流速区对涡激振动响应最为敏感，而顺流向上基频响应最强烈的区域为高流速区。

然后，将两方向上八组加速度传感器的数据进行处理，做出立管各阶响应频率随时间变化的图表，如图 1.13,1.14 所示：

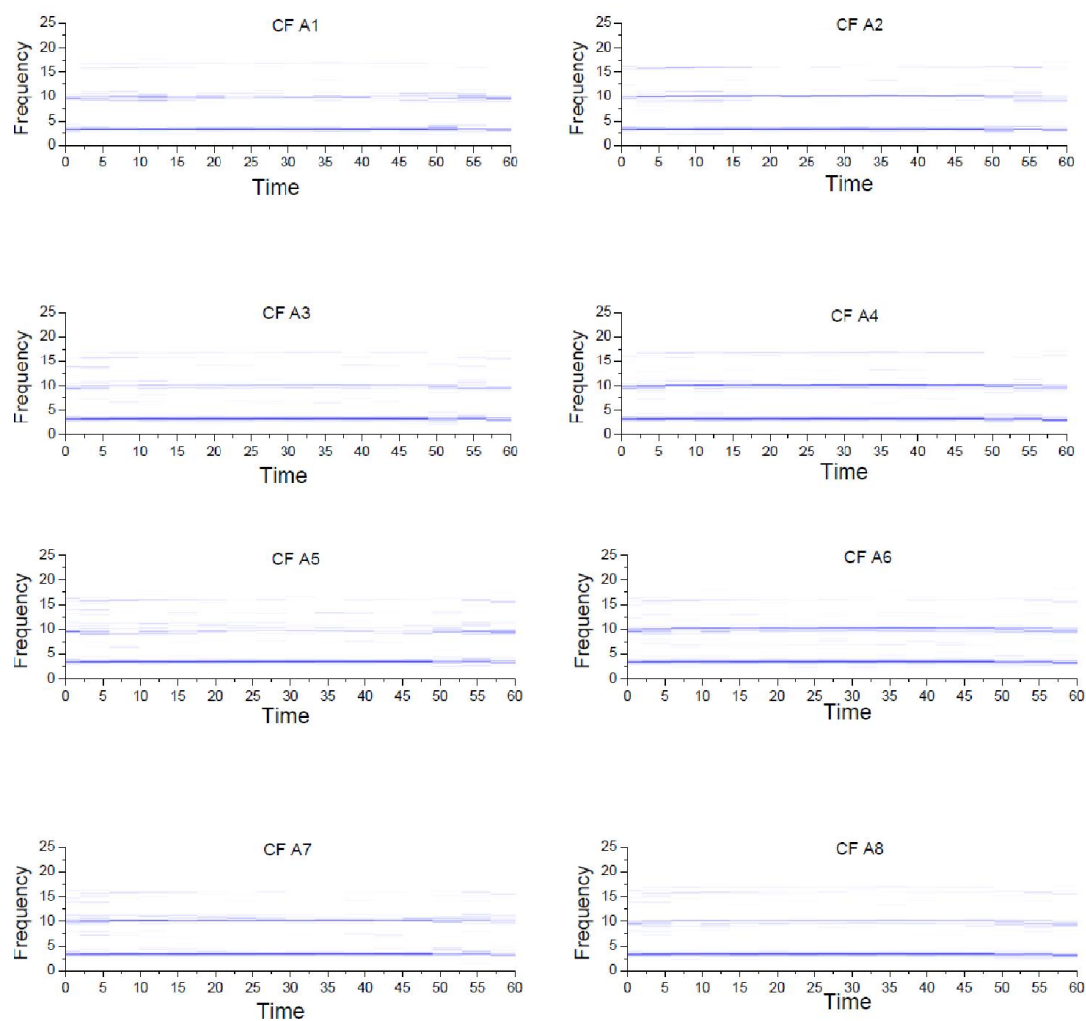


图1.13 横流向频率响应分布

Fig. 1.13 Frequency response in CF direction

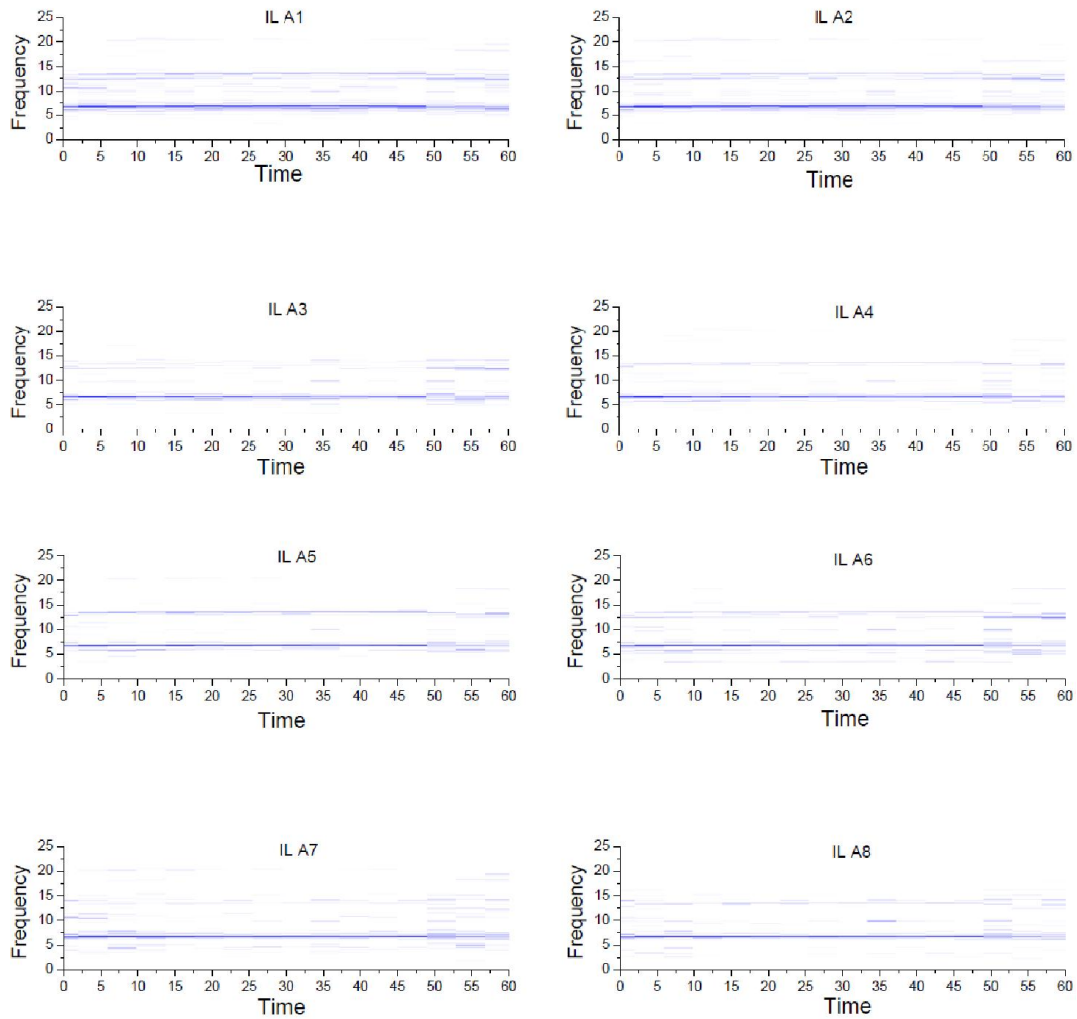


图. 14 顺流向频率响应分布

Fig. 1.14 Frequency response in IL direction

由图表可以清晰看出，在涡激振动作用下，横流向方向上一倍频率的响应十分稳定，强度最高，为主要响应频率；三倍频率响应较为稳定，响应强度随时间变化，强度较高，变化不具备规律性；五倍频率响应最低。同理，对顺流向方向上的加速度数据进行同行的时频处理，得到类似的结论。

第三，将加速度数据进行积分，可得到立管在横流向及顺流向上的相应位置的位移信息。分别取八组加速度传感器在 15 秒,22.5 秒,30 秒,37.5 秒,45 秒,52.5 秒,60 秒及 67.5 秒时的数据（范围为 0.33 秒），进行二次积分，得到各位置处立管运动变化情况，并以顺流向的运动为水平坐标，横流向的运动为竖直坐标，做立管各位置处的运动轨迹图，如图 1.15 所示，图中，自上而下分别为 A1-A8 传感器在八个时刻 0.33 秒时间域内的运

动轨迹。可以看到，除 A4 位置处外，立管顶部和底部立管的运动符合“8”字型规律，频率锁定现象明显，这一结论也与 Vandiver 的研究比较相符。



图1.15 立管运动轨迹

Fig. 1.15 Track of riser at different locations

为了进一步研究和解释横流与顺流向的振动规律，数据处理时采用带宽滤波方法提取整个实验过程中横流向上一倍频率（主振频率）的振动数据，以及横流向上的二倍频率（主振频率）振动数据，做出立管各位置全程的基频响应的运动轨迹，如图 1.16 所示，其中自左而右，自上而下分别为 A1 至 A8 位置处的运动轨迹。

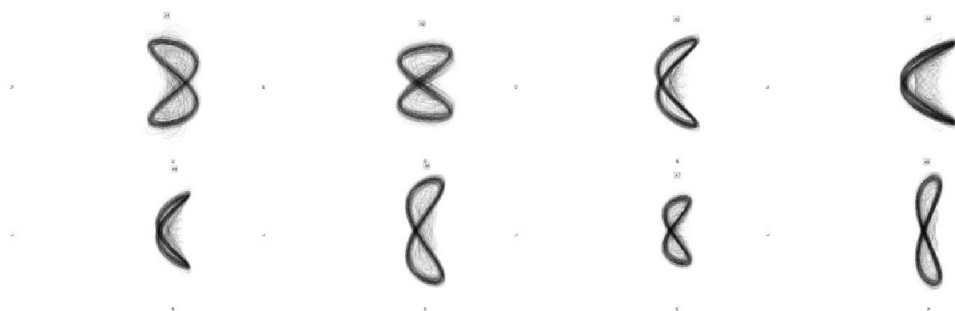


图1.16 立管基频响应运动轨迹

Fig. 1.16 Track of base frequency response of riser

图像分析时采用李萨如分析法（Lissajous figures）。一个质点同时在 X 轴和 Y 轴上作简谐运动，形成的图形就是李萨如图形。如果两个方向上振动的频率成简单的整数比，这样就能合成一个稳定、封闭的曲线图形。因此，假设横流向及顺流向的位移可表示为

$$y_{CF} = A_1(t) \sin(\omega_1 t + \theta_1(t)) \quad (1.22)$$

$$y_{IL} = A_2(t) \sin(\omega_2 t + \theta_2(t)) \quad (1.23)$$

当 ω_1/ω_2 与 $\theta_1(t)/\theta_2(t)$ 的比值均为常数时，即形成有规律的图像。如图 2.15 所示，横流向以及顺流向的振动满足李萨如曲线，证明两方向的振动存在频率锁定以及相位锁定的规律，这一结论亦与 Vandiver 之前的研究发现相一致。

2 立管涡激振动的时频分析

2.1 研究背景

涡激振动发生时, 不仅会在横流向产生周期性的升力, 而且会在顺流向也产生周期性的阻力。相对于横流向振幅而言, 顺流向振动激发的振幅较小(约小一个数量级), 因此立管顺流向的响应在涡激振动分析时常常不被考虑。然而, 近年来的研究表明, 顺流向的振动响应及对横流向的影响不可忽略。Baarholm^[41]指出, 在一定流速作用下, 顺流向高频运动产生的疲劳损伤与横流向运动所产生的疲劳损伤在数值上大小相当。Wu and Moe^[42], Sarpkaya^[43]通过对比考虑立管顺流向运动与限制顺流向运动, 发现立管顺流向运动对横流向运动的振幅有很大影响。Mittal & Kumar^[44]通过有限元分析指出当立管质量比满足一定条件时, 立管顺流向和顺流向运动才会出现“锁频”的现象。Jauvtis & Williamson^[45]发现当立管质量与阻尼比乘积足够小时, 考虑横流向、顺流向耦合的涡激振动能激发出更大的横向振幅。Hansen et.al^[46]通过 CFD 计算模拟了横流向、顺流向的耦合运动响应, 指出在低质量比情况下, 顺流向拖拽力较大, 并对横流向的振幅有很大影响。Aronsen^[47]分别讨论了立管顺流向、横流向涡激振动响应的特征参数间的耦合关系, 指出顺流向运动对横流向的影响不可忽视。与此同时, 国内的许多学者也针对考虑顺流向、横流向耦合的立管涡激振动这一课题做了许多卓有成效的研究。唐世振^[48]考虑了立管顺流向流速对横流向运动的影响, 建立了横流向的耦合升力模型; 李效民^[49]建立了考虑两向耦合运动的尾流阵子模型, 并分计算了立管在多种工况下的顺流向的疲劳损伤; 李洪春^[50]利用 ansys 对立管顺流向在波浪、海流、驳船运动作用下的响应进行了求解并进行了疲劳分析。

因此, 本章在前人研究的基础上, 进一步完善涡激振动分析模型, 在时域内运用 newmark- β 方法进行动力求解, 在频域内运用振型分解法进行模态分析, 并对分析结果进行讨论, 总结归纳涡激振动的响应特征。

2.2 模型的建立

2.2.1 模型的主要特点及考虑

主要考虑包括: 分析对象选取顶张力立管, 分析模型选取 Euler-Bernoulli 梁单元。使用考虑立管顺流向、横流向的运动耦合的流固耦合涡激升力模型, 同时考虑立管内输送原油液体对立管振动影响, 以及非均匀分布的顶张力的影响。忽略内部流体运动产生的阻尼项作用力。顺流向主要考虑脉动拖拽力的作用, 横流向主要考虑涡激升力的作用。

(1) 横流向涡激升力模型:

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \left(\frac{A}{D} \right) \rho_w D \left(U_z - \frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 \cos \omega_s t \quad (2.1)$$

$$\omega_s = 2\pi S_t \frac{\left(U_z - \frac{\partial x}{\partial t} \right)}{D} \quad (2.2)$$

考虑采用 Shear7 程序中推荐使用的升力系数模型,即认为升力系数是立管横向振幅与直径比值的函数,如图 2.1 所示。其中,只要给出 1,2,3,4 点相应的坐标和数值,即可拟合出升力系数曲线。根据 Carberry^[21]的实验测试结果可知,升力系数一般在 0 至 1 之间变化。因此,本模型中 $C_{L, \max}$ 取为 0.9,其对应的立管横流向振幅为 0.25 倍直径; $C_{L,0}$ 取为 0.6; $C_{L, \text{floor}}$ 取为 -0.3, 对应的立管横流向振幅为 1.1 倍直径,经拟合后的升力系数计算公式为:

$$C_L = -2.4 \left(\frac{A}{D} \right)^2 + 1.8 \left(\frac{A}{D} \right) + 0.6 \quad (2.3)$$

公式中考虑了涡激升力随流速分布、横向振幅以及时间的变化的特点,与实际情况比较相符。

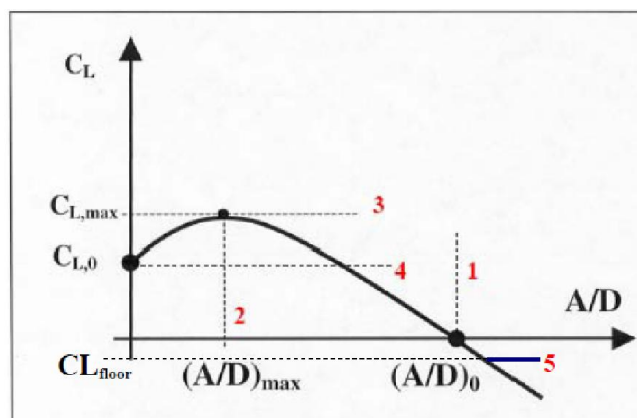


图2.1 升力系数曲线

Fig. 2.1 The curve for lift force

(2) 顺流向脉动拖拽力模型:

由于现有文献对顺流向立管研究较少,因此目前为止还没有一个公认的适用于计算顺流向运动公式。通常认为立管顺流向运动受均值非零的流体拖拽力的影响。脉动流体拖拽力作用的表达式为

$$F_D' = \frac{1}{2} C_D' \rho_w D U_z^2 \cos \omega_s' t \quad (2.4)$$

$$\omega_s' = 4\pi S_t \frac{U_z}{D} \quad (2.5)$$

其中 C_D' 为脉动拖拽力系数。通常认为顺流向的拖拽力振幅比横流向升力的振幅小约一个数量级。^[75]文献[51]给出了脉动拖拽力系数与雷诺数关系，一般取为 0.05-0.1 之间。本文取为 0.1。

(3) 水动力阻尼力及惯性力模型：

阻尼力包括立管结构阻尼及水动力阻尼。其中结构阻尼考虑采用瑞利阻尼形式，水动力阻尼采用 Shear7 推荐的模型，即公式 (2.6) 所示。 $r_h(z)$ 为低约化速度情况下的水动力阻尼， R_{sw} 为静水中阻尼系数， C_{sw} 一般取为 0.2， C_{rl} 一般取为 0.18。

$$r_h(z) = R_{sw} + C_{rl} \rho D V \quad (2.6)$$

$$R_{sw} = \frac{\omega \pi \rho D^2}{2} \left[\frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{R_{ew}}} + C_{sw} \left(\frac{A}{D} \right)^2 \right] \quad (2.7)$$

惯性力模型考虑采用式 (2.8) 所示形式，即流体附件质量对立管加速度项的影响，由前文叙述可知，一般取附加质量系数为 1.0。

$$F_I = \frac{1}{4} C_m \rho_w \pi D^2 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (2.8)$$

(4) 流场分布

本文采用文献[52]中简化的深海流速分布进行计算设计。其中主要考虑我国南海与墨西哥湾两种典型的流速分布形式，如图 2.2 所示。

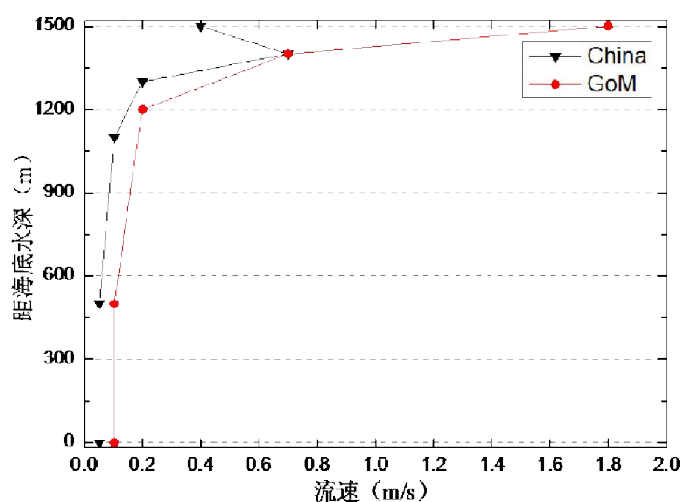


图2.2 流速分布

Fig. 2.2 The distribution of current flow

2.2.2 运动方程的建立

如图 3-1 所示，以立管长度方向为 Z 轴，顺流向为 X 轴，横流向为 Y 轴，立管顶部为坐标原点。外部流场考虑剪切流的形式，流速分布示意如图 2.2 所示。内部流体以均匀的流速 V 自立管底部向顶部输送。

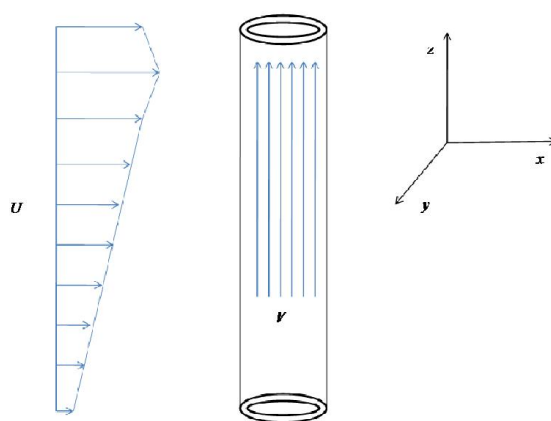


图2.3 流场及立管示意图

Fig. 2.3 The pattern of current and TTR riser

取微单元进行受力分析，分别考虑顺流向以及横流向的内部输送液体的受力平衡，以及立管单元的受力平衡，推导得到最后的运动方程。立管模型各物理参数均按照真实的数据选取，详细请见附录 2 表中所示。

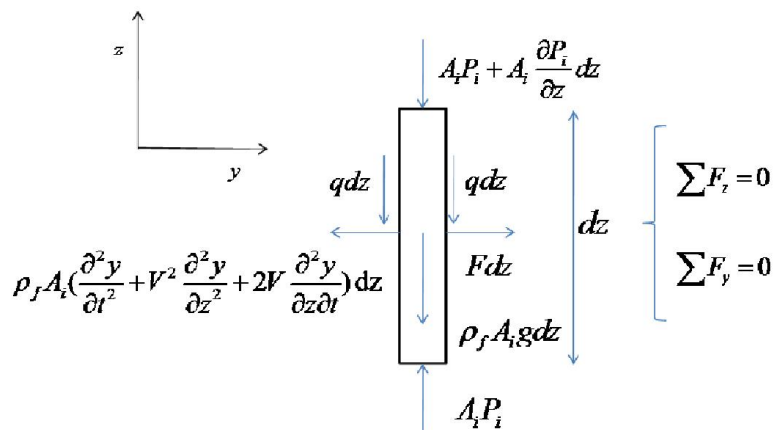


图2.4 管内流体单元受力图

Fig. 2.4 The force diagram of inner fluid unit

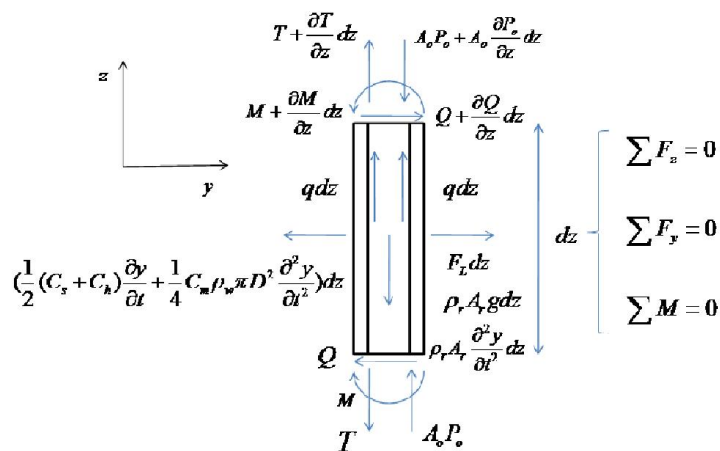


图2.5 立管单元单元受力图

Fig. 2.5 The force diagram of riser unit

横流向振动方程：

$$\overline{m} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + (C_s + C_h) \frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ [m_f V^2 - T_{top} + (m_r + m_f - \rho_w A_o) g (L - z)] \frac{\partial y}{\partial z} \right\} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} = \frac{1}{2} C_L \left(\frac{A}{D} \right) \rho_w D \left(U - \frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 \cos \omega_s t \quad (2.9)$$

$$\overline{m} = m_r + m_f + \frac{1}{4} C_m \rho_w \pi D \quad (2.10)$$

顺流向振动方程:

$$-\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + (C_s + C_h) \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ [m_f V^2 - T_{top} + (m_r + m_f - \rho_w A_o) g(L-z)] \frac{\partial x}{\partial z} \right\} + EI \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} = \frac{1}{2} C_D' \rho_w D U^2 \cos \omega_s t \quad (2.11)$$

离散后有限元方程为:

$$[M] \{\ddot{w}\} + [C] \{\dot{w}\} + ([K_a] + [K_b]) \{w\} = [f_y]; [f_x] \quad (2.12)$$

$$[M] = \int_0^l \bar{m} [N]^T [N] dz \quad (2.13)$$

$$[C] = \int_0^l (C_s + C_h) [N]^T [N] dz \quad (2.14)$$

$$[K_a] = \int_0^l EI [N']^T [N''] dz \quad (2.15)$$

$$[K_b] = \int_0^l [-m_f V^2 + T_{top} - (m_r + m_f - \rho_w A_o - \rho_f A_i) g(L-z)] [N']^T [N'] dz \quad (2.16)$$

$$[f_y] = \int_0^l \frac{1}{2} C_L \left(\frac{A}{D} \right) \rho_w D (U_i - \frac{\partial x}{\partial t})^2 \cos \omega_s t [N]^T dz \quad (2.17)$$

$$[f_x] = \int_0^l \frac{1}{2} C_D' \rho_w D \left(\frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 \cos \omega_s t [N]^T dz \quad (2.18)$$

$$[N] = \begin{bmatrix} 1 - \frac{3}{l^2} z^2 + \frac{2}{l^3} z^3 & z - \frac{2}{l} z^2 + \frac{1}{l^2} z^3 & \frac{3}{l^2} z^2 - \frac{2}{l^3} z^3 & -\frac{1}{l} z^2 + \frac{1}{l^2} z^3 \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

2.3 时域分析

2.3.1 时域分析方法

直接积分法是求解结构动力响应的一种非线性方法。直接积分法对空间变量运用有限元方法进行离散, 对时间变量则进行差分化离散, 并假定结构在间隔 Δt 的离散时间点上满足运动方程, 同时在每一段时间间隔内规定离散结点的位移、速度和加速度的变化规律, 进而得到运动方程的解。目前常用的直接积分法包括 Newmark- β 法、Wilson- θ 法、中心差分法和 Houbolt 法。本文采用 Newmark- β 方法进行动力方程的求解。以下对此方法做以简要介绍。

多自由度线性时不变结构的运动方程可表示为:

$$[M][\ddot{u}]_t + [C][\dot{u}]_t + [K][u]_t = [F]_t \quad (2.20)$$

其中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为结构的质量、阻尼和刚度矩阵; $[\ddot{u}]_t$ 、 $[\dot{u}]_t$ 、 $[u]_t$ 分别代表计算自由度处任意时刻的加速度、速度和位移的列向量; $[F]_t$ 代表计算自由度处任意时刻的外力列向量。在 Newmark- β 列式中, 待求未知量在 Δt 时间范围内的增量可表示为:

$$[\dot{u}]_{t+\Delta t} = [\dot{u}]_t + \Delta t(1-\gamma)[\ddot{u}]_t + \gamma\Delta t[\ddot{u}]_{t+\Delta t} \quad (2.21)$$

$$[u]_{t+\Delta t} = [u]_t + \Delta t[\dot{u}]_t + \Delta t^2\left(\frac{1}{2} - \beta\right)[\ddot{u}]_t + \beta\Delta t^2[\ddot{u}]_{t+\Delta t} \quad (2.22)$$

式中, 系数 γ 和 β 是按积分的精度和稳定性要求进行调整的参数。由以上两式可见, 系数 γ 提供了在初值和最终加速度对速度改变影响之间的线性变化权重; 系数 β 提供了在这些初始和最终加速度对位移改变贡献的权重。当 $\gamma = 0.5, \beta = 0.25$, 假定从 t 到 $t + \Delta t$ 时间段内加速度不变, 为常平均加速度法; 当 $\gamma = 0.5, \beta = 0.167$ 时, 假定从 t 到 $t + \Delta t$ 时间段内加速度线性变化, 为线加速度法。当 $\gamma \geq 0.5, \beta \geq 0.25(0.5 + \gamma)^2$, 并且 $\Delta t / T \leq 0.55$ 时, Newmark- β 计算无条件稳定。本文计算时考虑采用常平均加速度法。

将以上两式变换到显示公式, 即

$$[\ddot{u}]_{t+\Delta t} = \frac{1}{\beta\Delta t^2}([u]_{t+\Delta t} - [u]_t) - \frac{1}{\beta\Delta t}[\dot{u}]_t - \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)[\ddot{u}]_t \quad (2.23)$$

$$[\dot{u}]_{t+\Delta t} = \frac{\gamma}{\beta\Delta t}([u]_{t+\Delta t} - [u]_t) + \left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right)[\dot{u}]_t + \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right)\Delta t[\ddot{u}]_t \quad (2.24)$$

考虑 $t + \Delta t$ 时刻的结构振动方程为:

$$[M][\ddot{u}]_{t+\Delta t} + [C][\dot{u}]_{t+\Delta t} + [K][u]_{t+\Delta t} = [F]_{t+\Delta t} \quad (2.25)$$

将式 (2.23)、式 (2.24) 代入 (2.25), 得到 $t + \Delta t$ 时刻方程为:

$$[\bar{K}][u]_{t+\Delta t} = [\bar{F}]_{t+\Delta t} \quad (2.26)$$

式中,

$$[\bar{K}] = [K] + \frac{1}{\beta\Delta t^2}[M] + \frac{\gamma}{\beta}[C] \quad (2.27)$$

$$[\bar{F}]_{t+\Delta t} = [F]_{t+\Delta t} + \left\{\frac{1}{\beta\Delta t^2}[u]_t + \frac{1}{\beta\Delta t}[\dot{u}]_t + \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)[\ddot{u}]_t\right\}[M] + \left\{\frac{\gamma}{\beta\Delta t}[u]_t + \left(\frac{\gamma}{\beta} - 1\right)[\dot{u}]_t + \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1\right)[\ddot{u}]_t\right\}[C] \quad (2.28)$$

求解式 (2.28) 可得 $[u]_{t+\Delta t}$, 结合式 (2.23) 和式 (2.24), 可得 $[\dot{u}]_{t+\Delta t}$ 和 $[\ddot{u}]_{t+\Delta t}$ 。

进行时程分析时，首先利用加权余量法将立管进行有限元离散，取单元的位移模式为三阶 Hermite 形函数，保证相邻单元在边界上的横向位移和转角的连续性，并以每个单元横向位移及转角作为控制变量。将立管均匀划分为 500 个连续梁单元，每个单元长为 3 米。立管两端考虑为固端约束形式。求解方程时，分别求出各个单元的质量、阻尼、刚度及外力矩阵，进行组装。先求解顺流方向的位移、速度、加速度响应。将求得的顺流向速度响应代入横流向的外力项中，再进行横流向的响应求解。特别注意的是对有限元离散时，对于外荷载矩阵 $[F]_t$ 的处理比较复杂，因为荷载矩阵的是坐标位置、横向振幅及时间三个变量的函数。因此，在利用 Newmark-Beta 方法进行时程积分时，在每一个计算步内均要对 $[F]_t$ 进行一次计算。计算时，根据 $(t - \Delta t)$ 的各自由度处的位移计算出相应涡激升力系数 C_L ，代入 t 时刻的 $[F]_t$ 进行 t 时刻的时程响应计算。考虑计算机的运算效率，积分步长选为为 0.005 秒，共进行 120 秒的积分。具体分析结果及讨论请见 2.3.2 小节。

2.3.2 计算结果

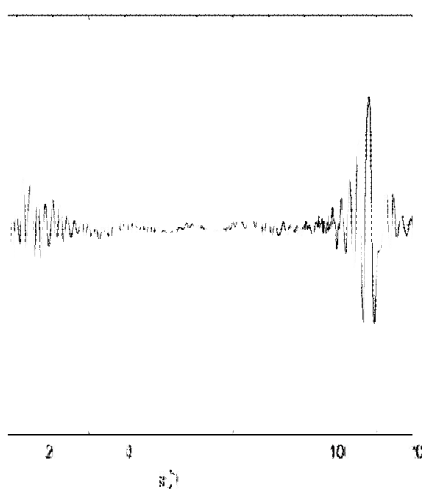


图2.6 南海流速分布下24米水深处横流向位移响应

Fig. 2.6 The displacement at 24m in South China Sea

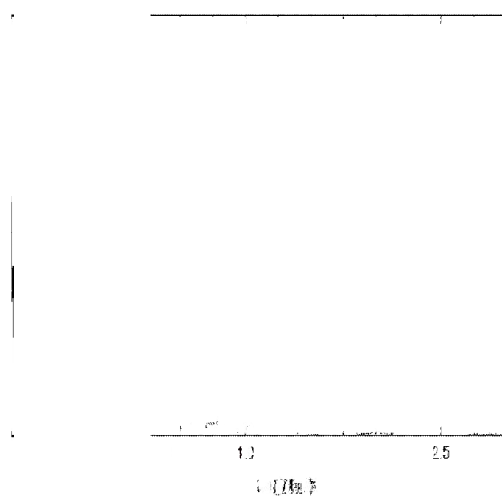


图2.7 南海流速分布下24米水深处横流向频率响应
Fig. 2.7 The frequency response at 24m in South China Sea

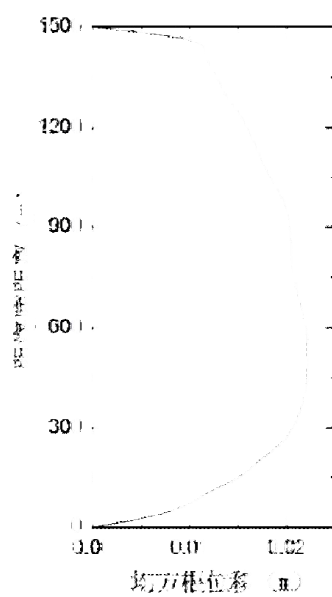


图2.8 南海流速分布下立管各处横流向位移均方根分布
Fig. 2.8 The RMS of displacement in South China Sea

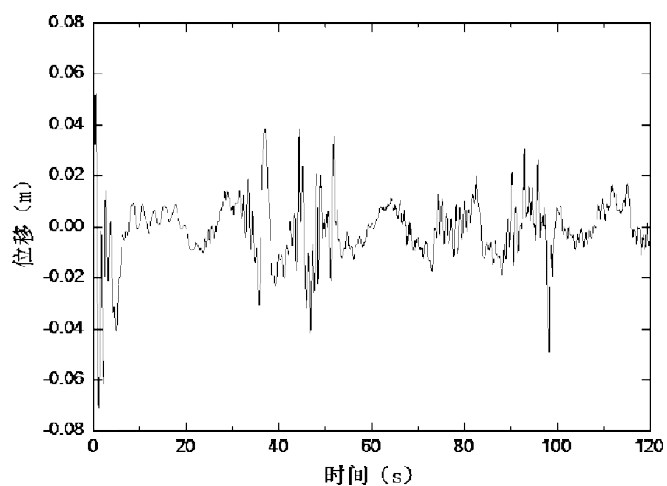


图2.9 墨西哥湾流速分布下24米水深处横流向位移响应

Fig. 2.9 The displacement at 24m in GOM

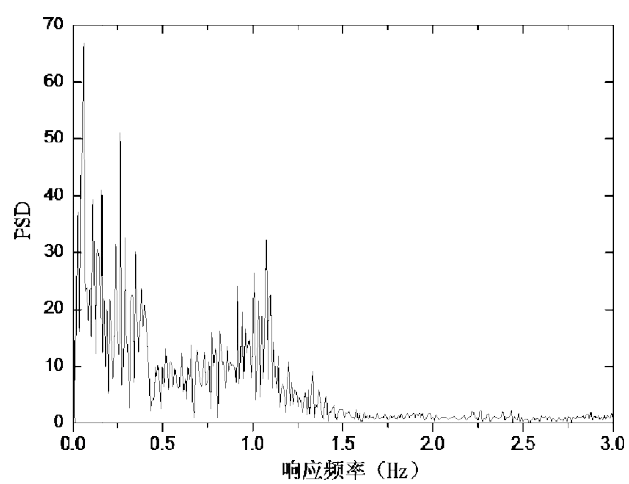


图2.10 墨西哥湾流速分布下24米水深处横流向频率响应

Fig. 2.10 The frequency response at 24m in GOM

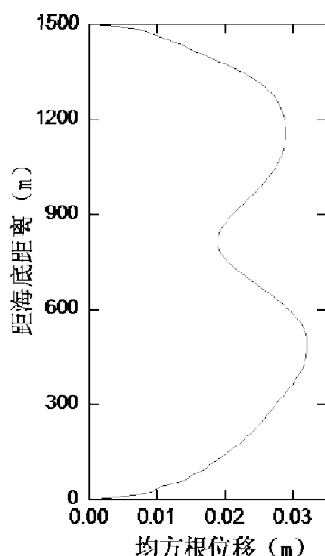


图2.11 墨西哥湾流速分布下立管各处横流向位移均方根分布

Fig. 2.11 The RMS of displacement in GOM

2.3.3 响应分析

对比图 2.8 及图 2.11，可以看出流速分布对顶张力立管的动力响应有较大的影响：中国南海工况下，立管最大均方根位移出现在距底端约 400 米处；墨西哥湾工况下，立管最大位移分别出现在距底端 500 米处及距顶端 400 米。值得注意的是，两种工况下立管的最大均方根位移均未出现在最大流速位置处。同时，由图 2.7 及图 2.10 可知，受非均匀分布的剪切流的影响，立管呈多模态响应形式，且最大响应频率与流速相关。

值得讨论的是，由数值模拟得到的立管涡激振动响应形式与实验室中模拟均匀流作用及均匀变化剪切流作用下的结果不尽相同。因为实际工况中流速范围分布较大（0m/s 至 1.8m/s），变化剧烈（剪切度较大）且呈非均匀变化，立管各位置处涡激升力频率相应的变化范围也较大，所以立管的响应呈现一定的随机性，且呈多模态响应特性。

2.4 模态分析

2.4.1 基本方法

结构的运动方程及振型分解可表示为：

$$[M][\ddot{u}] + [C][\dot{u}] + [K][u] = [F] \quad (2.29)$$

$$[u] = \sum_n \phi_n q_n(t) \quad (2.30)$$

其中, ϕ_n 为振型向量, $q_n(t)$ 为振型权重。

将式 (2.30) 代入式 (2.29) 中, 左乘 ϕ_r 并考虑振型向量关于质量矩阵和刚度矩阵的正交性, 即 $\phi_i^T[M]\phi_j=0, \phi_i^T[K]\phi_j=0, i \neq j$, 同时假定正交关系亦适用于阻尼矩阵, 可得解耦后的第 r 阶模态振动方程, 即

$$M_r \ddot{q}_r(t) + C_r \dot{q}_r(t) + K_r q_r(t) = F_r(t) \quad (2.31)$$

其中,

$$M_r = \phi_r^T [M] \phi_r \quad (2.32)$$

$$C_r = \phi_r^T [C] \phi_r \quad (2.33)$$

$$K_r = \phi_r^T [K] \phi_r \quad (2.34)$$

$$F_r(t) = \phi_r^T [F] \quad (2.35)$$

式 (2.32) 至式 (2.35) 分别代表第 r 模态的模态质量、模态阻尼、模态刚度和模态力。假定结构的初始位移向量和初始速度向量均为零, 根据杜哈梅尔积分对式 (2.31) 进行求解, 可以得到第 r 模态的振型幅值。将求解的各阶响应进行叠加, 即可得到结构的整体的动力响应:

$$[u] = \sum_n \phi_n q_n(t) \quad (2.36)$$

通常情况下, 一定形式的动力荷载只能激起结构相应范围内部分模态而不是所有模态的响应。因此, 对于有限元划分后计算自由度相对较多的结构而言, 如果能够在进行模态分析时依据合适的分析理论, 提取相应荷载形式下结构对应的被激励模态进行“模态缩尺”分析, 不仅能够更清晰的刻画结构响应形式, 也能够在满足精度要求的情况下提高运算效率。本节结合 Vandiver 在 Shear7 软件中对潜在响应模态的识别方法, 运用“模态缩尺”分析的概念, 对涡激振动荷载下的顶张力式立管进行模态分析。

(1) 潜在激励模态的识别和选取:

首先根据剪切流的流速分布, 以及流体斯托哈尔频率来计算漩涡泄放频率的范围, 即确定涡激振动时结构的响应频率范围。漩涡泄放频率的范围由下式进行确定:

$$f_{\max} = \frac{St \cdot U_{\max}}{D} \quad (2.37)$$

$$f_{\min} = \frac{St \cdot U_{\min}}{D} \quad (2.38)$$

f_{\max} 和 f_{\min} 分别为漩涡泄放频率的最大值和最小值, U_{\max} 和 U_{\min} 分别为剪切流的最大流速和最小流速, St 为斯托哈尔数, 根据第二章的介绍一般取为 0.2。如果结构的某阶固有频率处于漩涡泄放频率范围之内, 则认为该阶模态被激发。对于固有频率处于漩涡泄放频率范围外的结构模态, 我们依据以下原则来判断它们是否处于被激发状态: 对于高边界模态, 如果

$$(f_i + f_{i+1})/2 < f_{\max} < f_{i+1} \quad (2.39)$$

则认为 f_i 被激发, 否则认为未被激发; 同理, 如果

$$f_j < f_{\min} < (f_j + f_{j+1})/2 \quad (2.40)$$

则认为 f_j 被激发, 否则认为未被激发。

在初步判断结构的潜在激励模态后, 可以根据各激励模态在结构总动力响应中所占比重的大小, 进一步对主要激励模态进行识别分析。假设结构的第 r 模态处于激发频率范围内, 则此阶模态的振动能量可表示为:

$$\Pi^r = \frac{|F_r|^2}{2\omega_r C_r} \quad (2.41)$$

F_r 和 C_r 分别为第 r 阶模态的模态力和模态阻尼。根据式 (2.41) 可求得各阶模态的振动能量后, 选取最大值作为基准, 将各阶模态的振动能量与之相除, 得到各能量比值:

$$\beta_r = \frac{\Pi^r}{\Pi_{\max}^r} \quad (2.42)$$

根据实际情况, 选取一个截取阈值 $\gamma (0 < \gamma < 1)$ 。若 $\beta_r < \gamma$, 则认为该模态为次要激励模态, 计算时给予舍去; 反之则认为该模态为主要激励模态, 给予保留。通常, 如果高出阈值的模态仅为一个, 则定义为单模态响应; 如果高出阈值的模态多于一个, 则定义为多模态响应。通常情况下立管在涡激振动作用下为多模态响应。“模态缩尺”后的结构计算自由度处的时程响应可表示为:

$$[\bar{u}] = \sum_r \phi_r q_r(t) \quad (2.43)$$

根据计算精度要求, 确定误差容许阈值 α , ($0 < \alpha < 1$), 当计算误差指标 β 小于 α 时, 即

$$\beta = \frac{\sum_i^n \|(\bar{u}_i - u_i)\|}{\sum_i^n \|u_i\|} < \alpha \quad (2.44)$$

则认为“模态缩尺”选择比较合理, 可以接受; 反之则再次确定截取阈值 γ , 重新计算, 直到满足计算精度要求。其中 n 代表结构具有的自由度个数(或可布置传感器的个数), “ $\| \|$ ”代表取均方根。具体的立管涡激振动下“缩尺模态”分析流程如下所示:

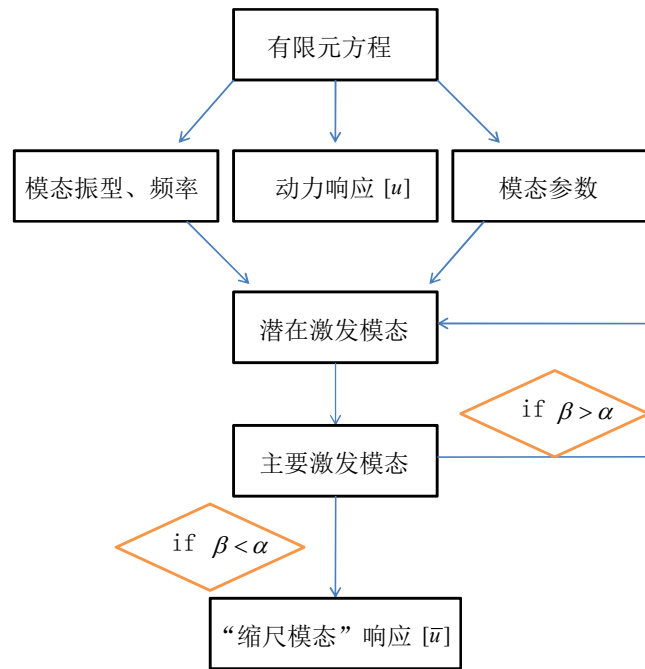


图2.12 立管“缩尺模态”分析流程

Fig. 2.12 The procedure of ‘reduced modal’ analysis

2.4.2 结果分析

根据中国南海工况的前 60 秒横流向振动位移数据来进行分析。首先根据有限元模型, 利用刚度矩阵及质量矩阵并调用 matlab 中 eig 函数算出结构的各阶模态频率和振型, 表 2.1 及图 分别为立管的在流场中的前八阶模态频率和与其对应的单位化振型。

表 2.1 立管模型前八阶频率

Table 2.1 The first eight eigen frequency of riser

模态阶数	1	2	3	4	5	6	7	8
频率 (Hz)	0.0266	0.0532	0.0798	0.1065	0.1332	0.1599	0.1866	0.2134

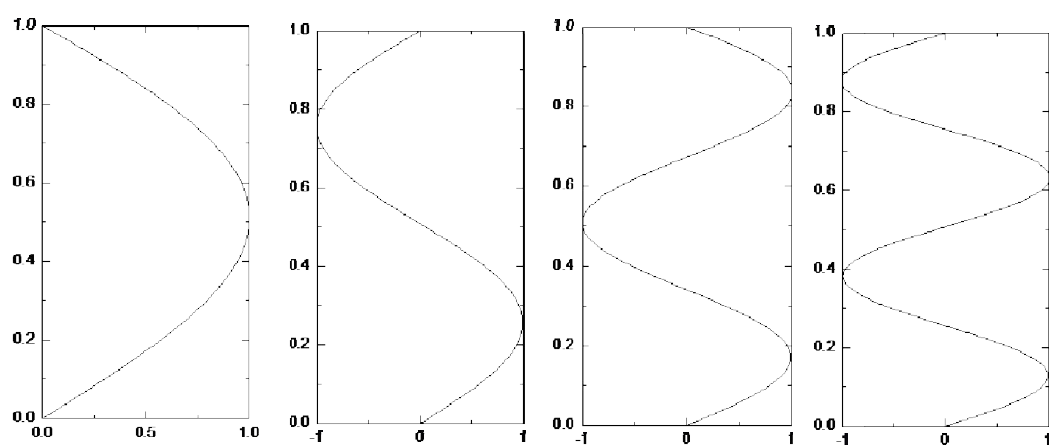


图2.13 立管一至四阶模态振型

Fig. 2.13 The first four mode shape of riser

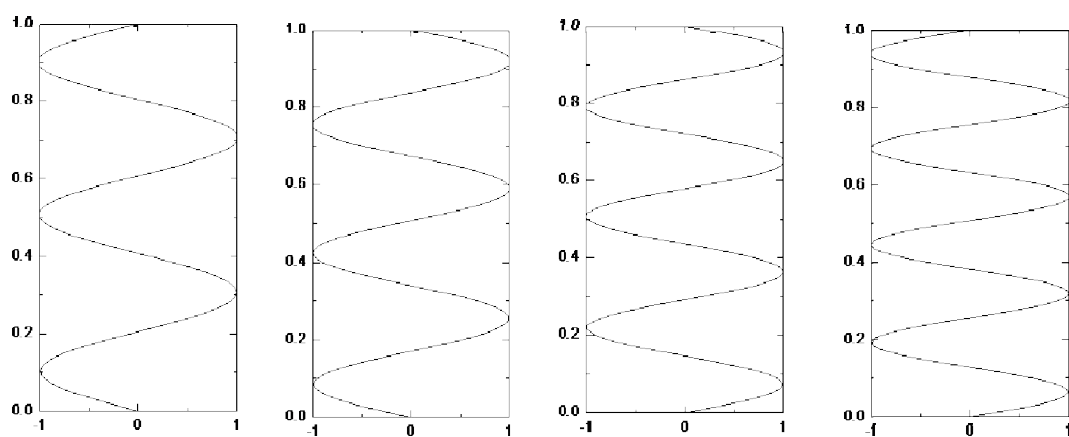


图2.14 立管五至八阶模态振型

Fig. 2.14 The fifth to eighth mode shape of riser

根据潜在激励模态识别和选取的方法，即公式（2.37）至（2.40），计算得到潜在的激发模态为立管的前二十阶模态。根据公式（2.31）及杜哈梅尔积分计算各阶模态的模态力后，再利用公式（2.41）及（2.42），计算得到各阶模态振动能量相对值，如图 2.14 所示。可见在中国南海工况下，立管的主要激励模态为第三阶至第八阶，其中第六阶模态响应最为强烈。

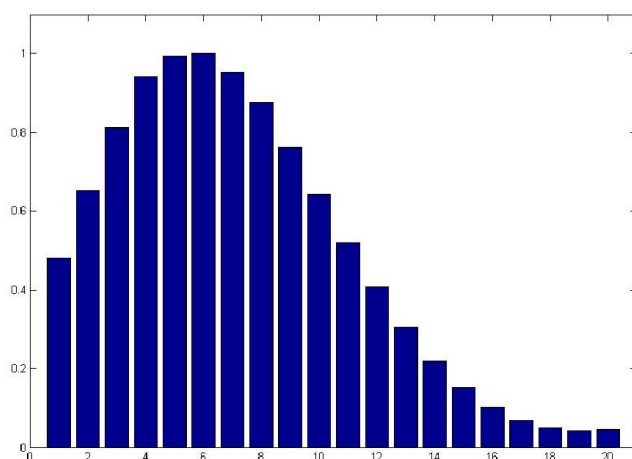


图2.14 立管前二十阶模态相对振动能量

Fig. 2.14 The relative motion energy of the first 20 mode for riser

根据立管“缩尺模态”分析流程，首先确定 α 值为 0.25， γ 预取为 0.2，即认为仅用立管前 16 阶模态即可较好还原立管的真实响应。经计算 β 等于 0.2792，不满足要求。将 γ 调整为 0.05，即用立管前 18 阶模态进行还原。经计算 β 等于 0.2334，满足要求。由前十八阶模态还原后的立管水深 24 米处的横流向位移响应与真实位移响应对比如图 2.15 所示。

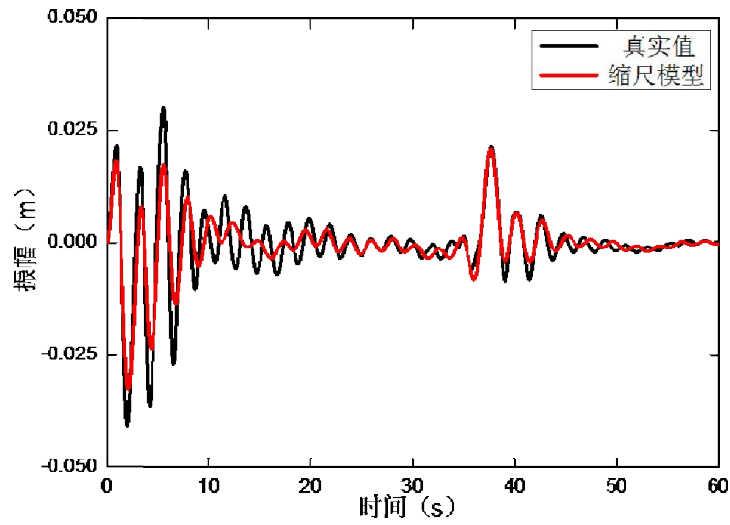


图2.15 立管24米处“缩尺”模态振幅与真实值对比

Fig. 2.15 The comparison between ‘reduced modal’ and true model at 24m

同样的，对墨西哥湾工况的前 60 秒横流向振动位移数据来进行分析，计算得到潜在的激发模态为立管的前三十九阶模态，再计算得到各阶模态振动能量相对值，如图 2.16 所示，其中第三阶至第八阶为主要振型。再根据立管“缩尺模态”分析流程，首先确定 α 值为 0.25， γ 预取为 0.2，经计算 β 等于 0.1633，满足要求。由前三十九阶模态还原后的立管水深 24 米处的横流向位移响应与真实位移响应对比如图 2.17 所示。

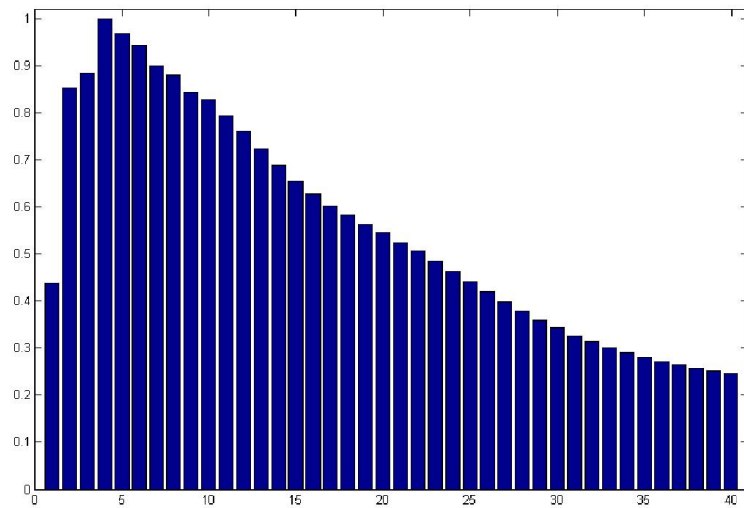


图2.16 立管前四十阶模态相对振动能量

Fig. 2.16 The relative motion energy of the first 40 mode for riser

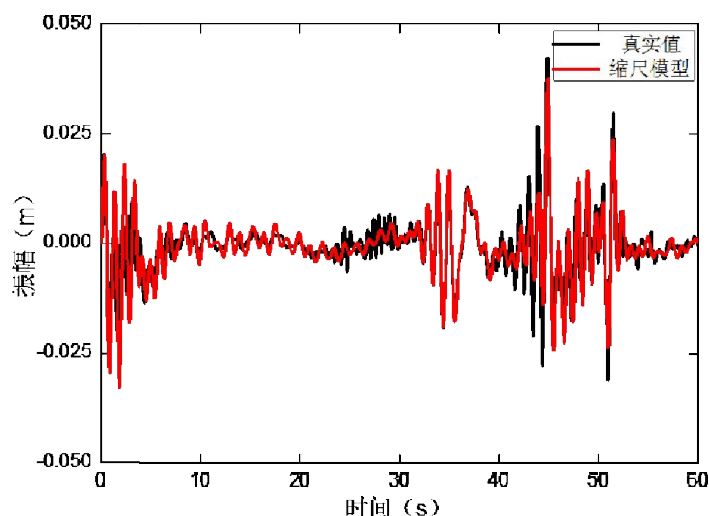


图2.17 立管24米处“缩尺”模态振幅与真实值对比

Fig. 2.17 The comparison between ‘reduced modal’ and true model at 24m

2.5 本章小结

本章考虑了 TTR 立管顺流向及横流向的运动耦合作用、流固耦合作用、管内流体作用等因素，并针对我国南海和墨西哥湾真实的流速分布，根据实际工程确定立管几何及物理参数，利用 Matlab 建立顶张力立管的有限元模型，对 TTR 立管涡激振动的响应在时域和频域内分别运用 newmark- β 法、模态“缩尺”方法进行分析求解。通过时域分析可以确定立管在不同工况下的位移、速度及加速度响应分布，并通过频谱分析可以确定立管的频率响应范围及主要响应频率。通过频域内的“缩尺”模态分析可以确定立管主要的激发模态，并能够实现在满足精度要求的情况下对立管涡激振动响应的快速分析。

3 立管涡激振动的疲劳分析

3.1 疲劳理论

3.1.1 疲劳的定义及历史

1954 年,世界上第一款商业客机 de Havilland Comet 接连发生两起坠机事故,这使得“疲劳”第一次出现在新闻报道头条中,也引起公众持续的关注。经分析,事故的是由飞机的方形窗口在增压舱的增压效应和循环飞行荷载的联合作用下出现裂纹引起的。这些裂纹随着时间的推移而逐渐变宽,最后导致机舱解体。至此,疲劳失效问题引起了世界各国的科学工作者的重视,相关研究也进入了一个快速发展的阶段。

疲劳是结构失效的一个重要原因,其定义为“导致失效的荷载的循环或变化所引起的结构失效”。据调查统计,约有 50%到 90%的机械部件的失效是由于疲劳破坏所引起的。^[52]考虑到服役环境的复杂性及荷载条件的多变性,在航空航天、土木工程、船舶运输等领域内结构的疲劳问题尤为突出。按照破坏形式的不同,疲劳通常可分为循环次数相对较低、荷载幅值较大的低周疲劳破坏和循环次数相对较高、荷载幅值较小的高周疲劳破坏。

对疲劳问题的研究最早可追溯到十九世纪初期。1839 年,法国工程师彭西列特第一次采用“疲劳”这一术语来形容材料的极限承载能力在交变荷载下作用下逐渐下降、最终产生断裂破坏的过程。1850 年,德国工程师 Wohler 设计出世界上第一台疲劳试验机,用金属试样进行疲劳试验,并于 1871 年系统论述了疲劳寿命与循环应力的关系,提出了 S-N(应力-循环次数)曲线及“疲劳极限”指标,明确指出了应力幅值是疲劳破坏的主要影响因素,并为常规的疲劳强度设计奠定了基础。^[53]在实际工程中,许多工况荷载都是包括非零的平均应力的循环荷载。因此,在 1874 年,德国工程师 Gerber 提出了考虑平均应力影响的疲劳寿命计算方法,即 Gerber 抛物线方程。这一方法可以省去必须不同平均应力水平下进行疲劳测试的麻烦。在此基础上,Goodman、Soderberg、Smith 分别提出了简化的计算模型。1945 年 Miner 在 Palmgren 工作的基础上提出了线性累积损伤的理论公式,即 Miner 线性疲劳累积损伤理论,^[54]在工程上 Miner 理论因其简洁的形式而得到广泛的应用。

3.1.2 疲劳寿命理论及计算方法

疲劳寿命是指材料在疲劳破坏前所经历的应力循环次数。结构疲劳寿命的预测根据考虑因素的不同可分为确定性疲劳寿命计算方法和不确定性疲劳寿命方法。

确定性的疲劳寿命计算通过疲劳损伤的演化 dD/dN 以及疲劳损伤值 D 来刻画交变载荷作用对结构的强度和抗力的影响, 其理论依据为确定性疲劳累积损伤理论。疲劳累积损伤理论是研究在变幅疲劳载荷作用下疲劳损伤的累积规律和疲劳破坏准则。大多数工程结构或机械的失效是由一系列变幅循环载荷产生的疲劳累积损伤造成的, 因此疲劳累积损伤理论对疲劳寿命的预测十分重要。根据疲劳损伤与疲劳累积损伤理论的不同特点, 确定性疲劳累积损伤理论可分为线性累积损伤理论和非线性累积损伤理论。

线性累积损伤理论系指在循环载荷作用下, 疲劳损伤与载荷循环数的关系是线性的, 而且疲劳损伤可以线性累加, 各个应力之间相互独立和互不相关; 当累加的损伤达到某一数值时, 试件或构件就发生疲劳破坏。线性累积损伤理论中最典型的理论是 Miner 理论。Miner 理论可以认为是线性损伤、线性累积循环比理论, 其成功之处在于大量的实验结果 (特别是随机谱试验) 显示临界疲劳损伤 D 的均值确实接近于 1, 在工程上因简便而得到广泛的应用。其他确定性的方法则需要进行大量试验来拟合众多参数, 精度并不比 Miner 理论更好。然而, Miner 理论的也存在几点不足。Miner 理论假定累积损伤与载荷状态、与载荷次序无关, 无法考虑载荷间的相互作用。为了克服 Miner 理论的不足, 许多学者提出了相应的修正线性累积损伤理论, 比较有代表性的模型有 Grover^[55]和 Manson^[56]等提出的双阶段线性损伤理论。

确定性的疲劳寿命计算方法包括应力寿命法 (S-N), 应变寿命法 (ε -N) 和弹性破坏力学法 (LEFM)。

应力寿命法仅基于应力水平, 只使用 Wohler 的 S-N 方法, 其基本假设: 当荷载谱及应力集中系数均相同时, 由同种材料制成的两个构件的疲劳寿命相同。尽管对产生塑性变形的结构不再适用, 也难以保证低周疲劳的计算精度, 但相对其他方法而言, 应力寿命法最容易实施, 并有较多的数据进行参考, 特别适用于结构和材料高周疲劳寿命预测。因此, 在实际工程中应力寿命方法比较常用。

应变寿命法能够针对结构局部区域内产生的塑性变形进行精细化的计算, 同时也考虑了荷载顺序的影响, 因而用它预测结构的疲劳裂纹形成寿命精度较高, 适用于高应力作用下的低周疲劳分析。

基于线性弹性力学的疲劳计算方法首先假定裂缝已经存在并且已被检测发现, 并根据应力强度对裂缝的增长变化进行预测。LEFM 基本假定为: 对于由同种材料制成的构件, 如果它们在疲劳失效区域 (即裂缝处) 承受相同的应力场强度历程, 则它们具有相同的疲劳寿命。弹性破坏力学法能够考虑疲劳失效区域的局部应力场和应力梯度对失效处的影响, 在理论上比较符合材料的疲劳破坏机理。然而, 弹性破坏力学法需借助计算

机代码和编程实现进行有限元分析,对大型结构比较而言计算效率较低,不能进行结构的实时疲劳损伤反馈。

不确定性疲劳寿命方法充分考虑了实际应用中的材料及荷载的随机性、模糊性和信息不完备性。根据对信息的处理的不同,现有的不确定性疲劳寿命方法可分为常规疲劳可靠性设计、模糊疲劳可靠性设计和基于灰色系统理论疲劳寿命预测等方法。关于这三类方法的详尽介绍可参考论文[57]中的相关阐述。

3.2 顶张力立管的疲劳分析

3.2.1 疲劳荷载的统计

在真实的环境条件下,多数结构节点的荷载历史是不断变化的,即应力幅值和应力均值不为常数,在计算结构的疲劳损伤时需要针对变幅荷载进行相应的处理,使其等效成不同等幅荷载循环的作用。雨流计数法是处理变幅荷载中比较常用的一种方法,它是由英国的 Matsuiski 和 Endo 等人考虑了材料应力和应变而提出的。^[58]该方法以 Miner 疲劳准则为理论依据,能够有效地给出结构的疲劳寿命估计值。

雨流计数法的原理是以应力(应变)滞回曲线来表示应变的加载历史,以封闭环和半封闭环的数量对荷载周期进行计数。如图 3.1 所示,以荷载谱的振幅为横轴,以时间为纵轴,假设有雨流从顶端不断向下流动,当雨流遇到尖点之后,根据相应的规则即可完成一次循环数的统计。具体规则如下:

雨流的起点依次在每个峰(谷)值的内侧;雨流在下一个峰(谷)值处落下,直到对面的峰(谷)值比开始时更大(小)为止;雨流遇到上面屋顶流下的雨时,就停止;取出所有的全循环,并统计各自的幅值和均值;按正、负斜率取出所有的半循环,并统计各自的幅值和均值;把取出的半循环按雨流法第二阶段的计数法则进行处理并计数。

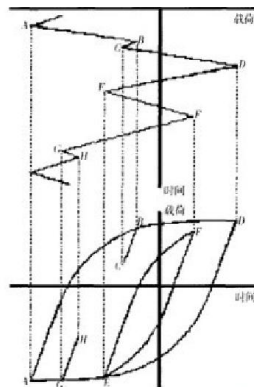


图3.1 雨流计数法示意图

Fig. 3.1 The sketch of rain-flow counting method

经过雨流计数法第一次计数后，剩下的半循环数据的曲线将转化为一个发散的收敛曲线，此时需要对这些数据进行做一定的处理后，再对其进行二次雨流计数，并提取出半循环数。对于循环统计的二次处理许多学者都提出了不同的解决方法。其中杨永吉、邓速^[59]提出的将发散收敛谱转化为收敛发散谱，然后按照第一阶段雨流计数法的规则进行计数的办法比较方便、实用。该方法虽然会有一些误差，但对总体来讲，不影响疲劳寿命的估计，误差可以忽略。^[60]

通过雨流计数法计算处理后，原始数据中的无规律荷载历程将会以“荷载幅值”、“荷载均值”以及“各应力下循环次数”三个参数形式进行统计，并可用三维直方图来统计表示三参数之间的关系，便于计算。如图 3.2 所示，其中 x 轴表示应变幅度，y 轴表示应变均值，柱高表示相应应力条件下的循环次数。

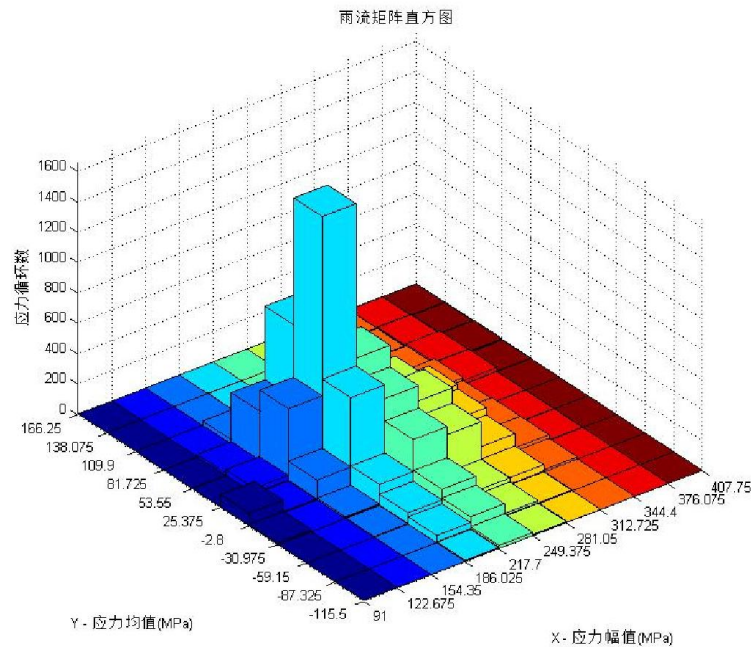


图3.2 雨流计数统计直方图

Fig. 3.2 The histogram of RFC method

3.2.2 等效应力的处理

通常情况下，由涡激振动引起立管应变时程响应的均值通常不为零。然而，一般材料或结构的疲劳 S-N 曲线都是在平均应力为零的等幅循环荷载的情况下得到的。因此，有必要找到一种方法能够将此非零均值的应力时程中的应力峰值换算成平均值为零的等效值。如前文所述，常用的等效应力换算方法包括由 Gerber、Soderberg 以及 Goodman 三种提出的计算模型。本文采用 Goodman 提出的简化直线处理方法，即

$$\frac{S}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_b} = 1 \quad (3.1)$$

其中 σ_b 是材料的极限强度， σ_m 和 S 分别为等效前的应力均值和应力幅值， S_e 为换算后的等效的应力峰值。

3.2.3 计算准则

对立管疲劳损伤的计算通常采用在工业界中较为常用的 Miner 准则。Miner 理论有如下三个基本假定：首先，在任意等幅疲劳载荷下，材料在每一应力循环中吸收等量的净功，并在净功累积达到临界值时发生疲劳破坏；其次，在不同等幅及变幅疲劳载荷下，材料最终破坏的临界净功全部相等；最后，在变幅疲劳载荷作用下，材料各级应力循环中吸收的净功与应力施加的顺序及等级无关。建立在以上三个假设之上的 Miner 疲劳累积损伤的计算式为：

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} \quad (3.2)$$

式中 N_i 表示对应于当前载荷水平的疲劳寿命， n_i 表示对应于当前荷载水平下的循环次数。计算年疲劳损伤值时，疲劳累积损失表达式如下：

$$D = \frac{T}{t} \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} \quad (3.3)$$

其中 T 为年计算周期， t 为疲劳计算时的荷载采样周期。为方便计算，本文在疲劳分析时取 T 为525600（分钟）， t 为1（分钟）。

3.2.4 计算流程

首先由结构的有限元方程的时程响应求出各计算自由度处的应力时程。根据材料力学知识可知，立管位于 z 处的节点任意时刻的弯曲应力可表示为

$$\sigma_z = \frac{1}{2} E D y'' \quad (3.4)$$

其中 y'' 为 z 处的截面曲率， D 为立管直径， E 为弹性模量，通过式（3.5）、（3.6）和（3.7）可以计算得到 z 处的截面曲率，其中 l 为有限元的单元长度。

$$y'' = \frac{|\partial^2 y / \partial z^2|}{(1 + (\partial y / \partial z)^2)^{3/2}} \quad (3.5)$$

$$\partial^2 y / \partial z^2 = \frac{y(z+l, t) - 2y(z, t) + y(z-l, t)}{l^2} \quad (3.6)$$

$$\partial y / \partial z = \frac{y(z+l, t) - y(z-l, t)}{2l} \quad (3.7)$$

得到立管计算自由度处的应力时程后, 利用雨流计数法对各应力时程进行统计处理, 得到相应的包含应变幅值、应变均值和循环次数的统计矩阵, 并利用 Goodman 公式计算得到等效化的应力峰值, 然后根据 DNV 推荐的 S-N 曲线及 Miner 准则对疲劳损伤值进行计算。图 3.3 为 DNV 推荐使用的立管 S-N 曲线计算公式。

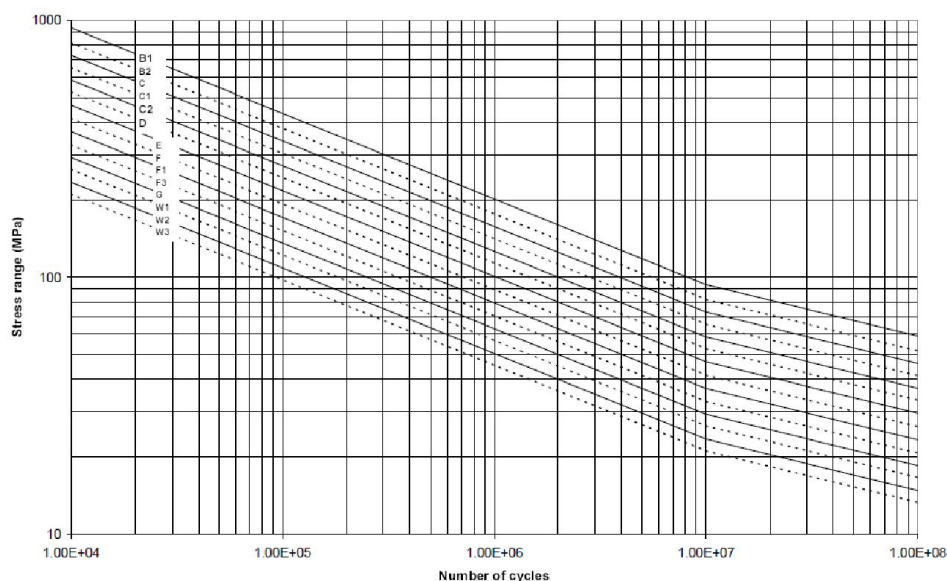


图3.3 S-N曲线

Fig. 3.3 The S-N curve

计算时选用应力集中系数为 1.0 所对应 D 曲线, 其表达式为

$$\begin{cases} NS^3 = 10^{12.164}, S < 52.64 \\ NS^5 = 10^{15.606}, S > 52.64 \end{cases} \quad (3.8)$$

3.2.5 计算分析

首先对墨西哥湾海况下后 60 秒的时程数据进行如上处理, 沿立管长度方向均匀选取 100 个计算点分别计算得到各位置处的年疲劳损伤值, 如图 3.4 所示:

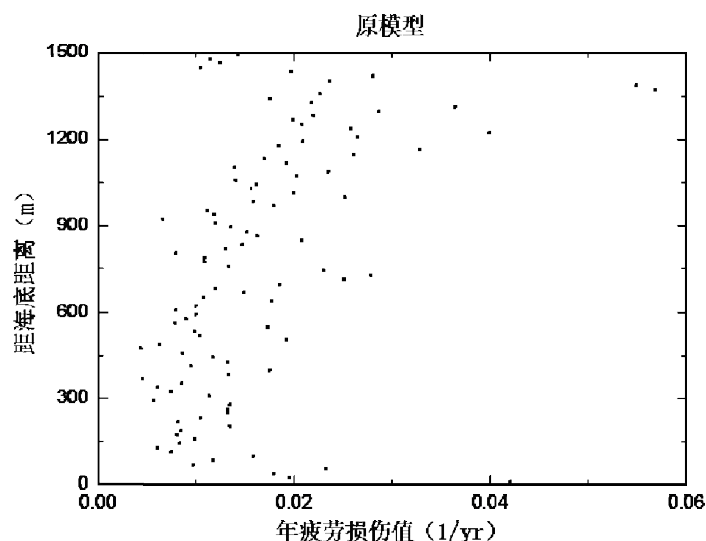


图3.4 墨西哥湾海况下立管疲劳损伤分布

Fig. 3.4 The distribution of fatigue damage in GoM

由图 3.4 可以看到，立管最大疲劳损伤发生在立管顶端的高流速区，最大疲劳损伤的位置并非为立管横流向均方根最大处。这一现象充分证明高阶模态对疲劳的影响大于低阶模态的影响。同时也应该注意到立管底端（近连接处）、以及立管中部的疲劳损伤值也很大，因此这些位置也是立管疲劳分析的重点关注部分。同时，图 3.5 及图 3.6 分别给出墨西哥湾海况下立管距顶端 24 米处的弯曲应力时程响应及经过雨流计数法处理后的统计分布情况。可以看出，高周疲劳是立管的主要疲劳形式。

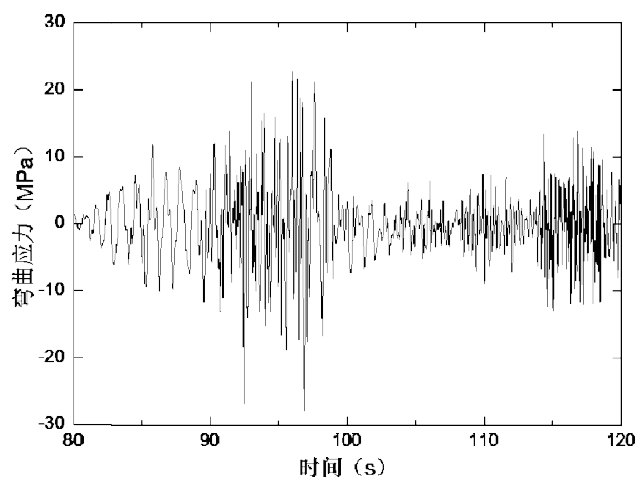


图3.5 水深24米处应力时程

Fig. 3.5 The stress history at 24m

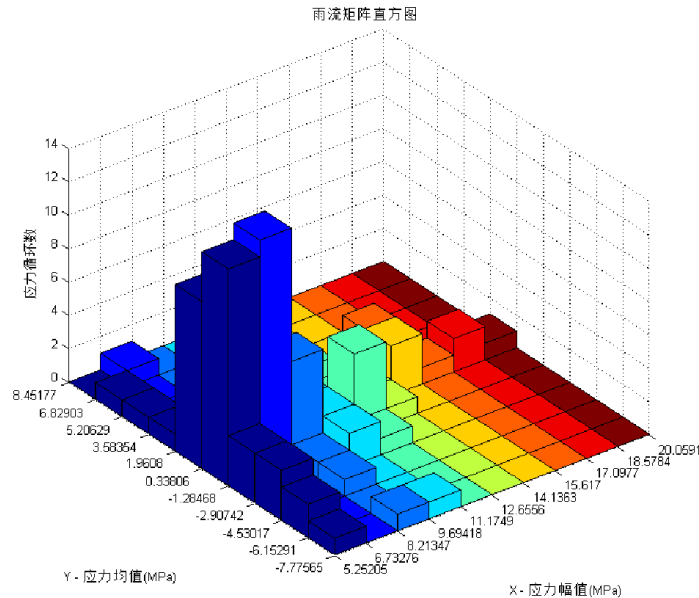


图3.6 水深24米处应力时程雨流计数统计

Fig. 3.6 The RFC statistics of stress at 24m

3.2.6 疲劳参数分析

本小节讨论顶张力、立管弹性模量以及内流等参数对顶张力立管疲劳寿命的影响，如图 3.7 至图 3.11 所示。

通过对比无顶张力以及二倍顶张力情况，可以看出顶张力对立管的疲劳损伤有着十分重要的影响，可以说是立管疲劳的最主要的控制因素。不考虑顶张力时，立管的疲劳损伤值增大近 10 倍；考虑二倍顶张力时，除立管顶端外，其他位置基本没有形成疲劳损伤。因此，在实际工程中可以适当考虑增大立管的顶张力以降低疲劳损伤，延长立管的使用寿命。

通过适当减小和放大立管的弹性模量，可以看出当弹性模量减小 30% 时，立管疲劳损伤相应减小了约 50%；当弹性模量增加 30% 时，立管疲劳损伤相应增加了约 50%。对此现象的解释是：当弹性模量降低时，虽然结构刚度随之降低，应变增大，但是应变增大的比例远小于弹性模量降低的比例，因此最后的等效力还是有较大的降低。反之亦然。因此，实际工程中可以考虑适当选材，降低立管材料的弹性模量，减小疲劳损伤的影响。

通过对比考虑内流与不考虑内流两种情况可以看出，内流对立管疲劳寿命的影响相对较小。

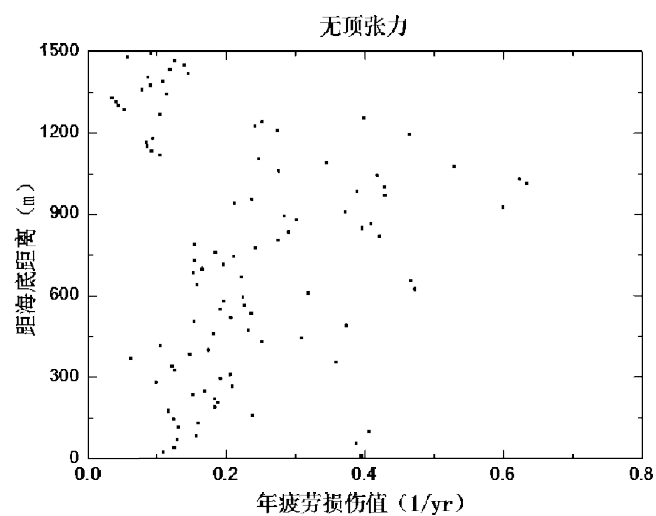


图3.7 不考虑顶张力时疲劳损伤分布

Fig. 3.7 The fatigue damage distribution without top tension

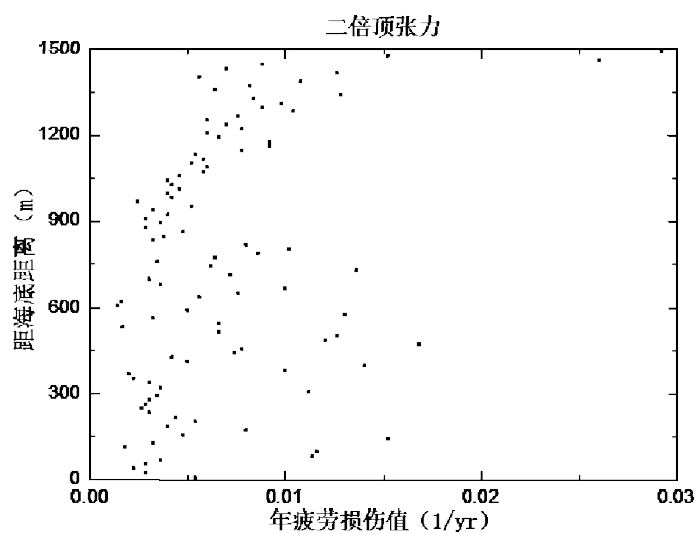


图3.8 二倍顶张力时疲劳损伤分布

Fig. 3.8 The fatigue damage distribution with double top tension

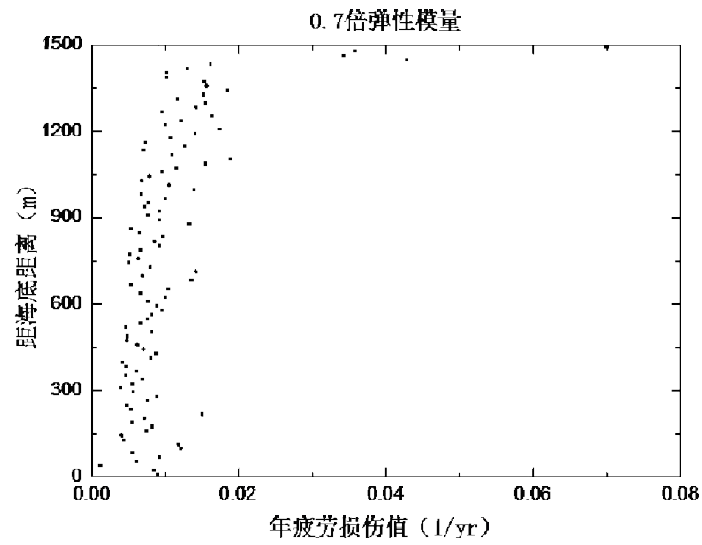


图3.9 0.7倍弹性模量时疲劳损伤分布

Fig. 3.9 The fatigue damage distribution with reduced elastic modulus

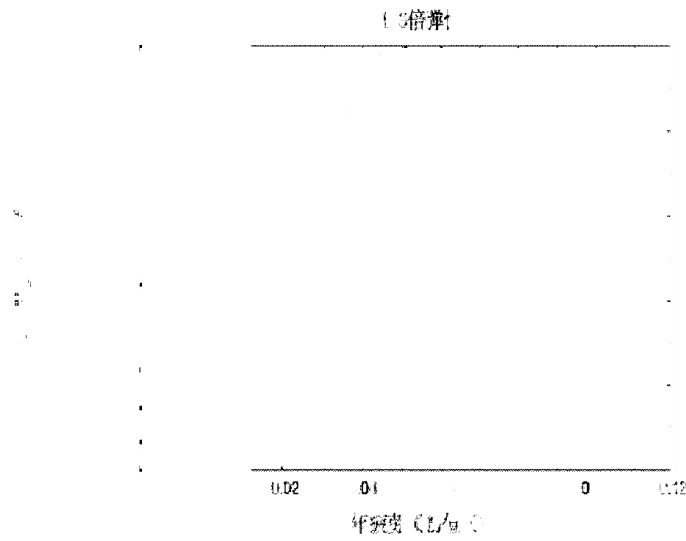


图3.10 1.3倍弹性模量时疲劳损伤分布

Fig. 3.10 The fatigue damage distribution with enhanced elastic modulus

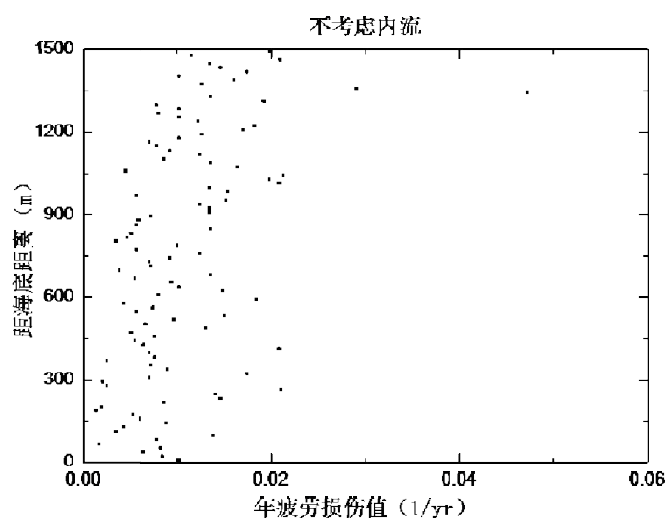


图3.11 不考虑内流时疲劳损伤分布

Fig. 3.11 The fatigue damage distribution without inner fluid

3.3 本章小结

本章首先对疲劳的概念及分析方法进行了简要的介绍,并针对立管结构提出相应的计算流程及准则。同时,本章利用立管涡激振动的有限元模型及时域分析得到的立管响应数据,提取得到立管各计算节点处的时程应变响应信息,运用疲劳累计损伤理论中的 Miner 准则,结合立管材料的 S-N 曲线及雨流计数统计,估算立管涡激振动作用下各关键节点的疲劳损伤,给出立管疲劳损伤沿水深的分布,并针对影响立管疲劳寿命的主要因素进行了讨论。

4 立管涡激振动响应的状态估计

4.1 引言

由前述内容可知，立管是深海石油工程中的重要结构及组成部分，涡激振动是导致立管产生结构失稳和疲劳破坏的主要因素。立管的破坏不仅会带来巨大的经济损失，而且还会使海洋环境遭到严重污染，因此对海洋立管涡激振动的监测和状态评估十分必要。

通常情况下，在实际工程中一般使用加速度传感器及应变传感器来获取立管的响应。对于立管而言，传感器布设要实现足够的空间分布和间距，以便能够捕获到立管所有激发模态的信息。换言之，传感器的布设要对立管的响应模态足够敏感。因此，考虑到实际工程的可行性及经济性，针对立管的监测，传感器一般以“簇”的形式以一定间距集中布设在感兴趣的区域^[61]（一般为立管的顶端及底端，即涡激振动响应最大的区域），如图 4-1 所示，其中纵轴代表沿立管长度方向的相对位置，横轴代表不同的测点选取方式。

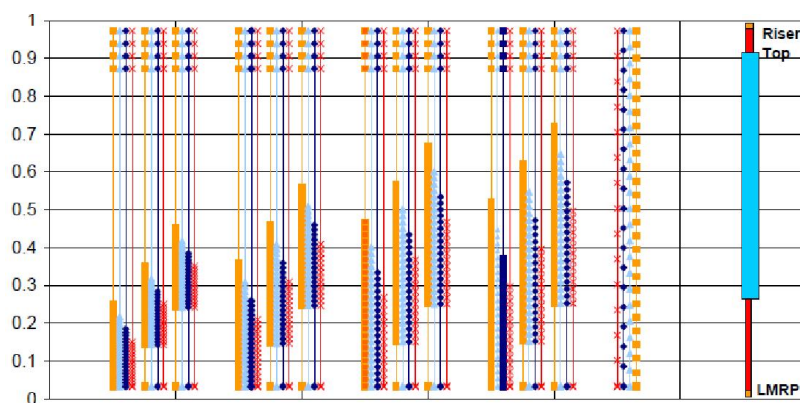


图4.1 立管传感器测点选取示意

Fig. 4.1 Example of sensor arrangement for risers

立管的监测面临的两个主要考虑包括：第一，如何优化传感器的测点选取；第二，如何对所测得数据进行最优化处理。首先，由传感器测得的数据应该尽可能的反映结构整体和局部的运动状态,同时这些信息对结构的响应要足够敏感。而且考虑到在实际海洋工程的施工困难及成本预算，如何利用尽量少的传感器信息来重构、还原立管结构的整体响应意义重大。其次，由于传感器采集的数据中同时包含了大量的结构自身信息及环境噪声信息，因此，如何保证采集数据的有效性，即如何最小化测试噪声的影响，最大化提取结构的真实响应信息,也是立管监测时的重要考虑因素。

目前在土木工程领域中关于传感器优化布设的研究和理论很多,具体的方法可参考[62]、[63]等综述总结。然而,国内外对于立管结构的传感器优化的研究相对较少:孙小猛^[64]用包含模态振型信息和损伤灵敏度信息的传感器优化模型对深海立管进行研究,S.Natarajan^[61]根据实际工况提出依据“模态显著性指标”(modal clarity index)矩阵方法寻求最优布设方案,C.Shi^[65]、Mukundan^[66]根据 NDP 实验数据利用 WWA 方法使用应变传感器数据对立管整体响应进行还原,同时 Shi 还讨论了几种传感器数据组合方式对还原精度的影响。

虽然传感器测点优化的理论众多而不统一,但是经总结归纳,传感器的优化选择过程可以大致上分为以下三个环节^[67]:根据外荷载激励特征,设计能够充分反映结构响应特性的性能指标;根据传感器对结构响应的敏感程度,建立对传感器测点性能度量的评价方法,即优化准则;根据实际结构形式及工程可行性,确定所有可能的测点,并依据优化准则筛选出最优的传感器组合形式。

呈上所述,本章首先考虑传感器测点优化的基本理论及海洋立管工程的实际工况,结合由 Moheimani 和 Tyall^[68]提出的基于传递函数的优化思想,提出基于 H_2 范数的优化准则,形成传感器测点选取的初步方案。

对于立管监测面临的另一主要考虑,即如何利用局部的、考虑测量噪声及结构不确定性的数据还原结构的真实响应,Kalman 滤波是一种可行的解决方法。Kalman 滤波是一个最优化自回归数据处理算法,它能够实现从一系列的不完全包含噪声的测量中估计得到动态系统的实时状态。自二十世纪八十年代以来,Kalman 滤波广泛应用于机器人导航、控制、传感器数据融合甚至在军事方面的雷达系统以及导弹追踪等。比如,在雷达中,人们感兴趣的是跟踪目标,但目标的位置,速度,加速度的测量值往往在任何时候都有噪声。卡尔曼滤波利用目标的动态信息,设法去掉噪声的影响,得到一个关于目标位置的好的估计。这个估计可以是对当前目标位置的滤波估计,可以是对于将来位置的预测估计,也可以是对过去位置的平滑估计。对于土木工程而言,Kalman 滤波也能够对结构模型的不确定性以及输入激励存在的随机性进行相似的处理,从而得到结构响应的精确估计。

关于 Kalman 滤波在土木工程中的相关研究可参考文献[69]、[70]、[71]、[72]、[73]的相关介绍。鉴于 Kalman 滤波在数据还原中具备的种种优势,本章将在完成测点优化后结合有限的应变传感器数据,运用基于 Kalman 滤波的最优状态估计方法,对立管整体响应进行还原,为深海立管的优化监测提供一种新的思路。

4.2 基于 H_2 范数的测点优化方法

H_2 范数最早是由 Moheimani 和 Tyall^[68] 在研究结构振动控制问题时提出的衡量结构自身属性的指标，同时，从另一个角度出发，这一指标也能够衡量传感器的观测性能。现给出 H_2 的推导过程及物理意义。

由前述内容可知，节点坐标下结构的运动方程可以表示为

$$M\ddot{x} + D\dot{x} + Kx = B_o u \quad (4-1)$$

$$y = C_o x + C_o' \dot{x} \quad (4-2)$$

其中 M 、 D 、 K 分别为结构的 n 维质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵， n 为结构的计算自由度。 x 为 n 维的位移向量， u (s 维， s 代表外荷载的数目) 为输入外荷载激励。 B_o ($n \times s$) 为输入影响矩阵，其作用是确定外荷载的作用于结构的位置。 y 为 r 维输出向量，即传感器的观测值。结合结构的有限元方程，调整 C_o 及 C_o' 矩阵的形式不仅可以确定传感器的布设位置，还可以确定传感器的类型。忽略输入及输出噪声的影响，与节点坐标下结构运动方程对应的状态空间方程可以表示为

$$\dot{p} = Ap + Bu \quad (4-3)$$

$$y = Cp \quad (4-4)$$

其中，

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}D \end{bmatrix} \quad (4-5)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}B_o \end{bmatrix} \quad (4-6)$$

$$C = [C_o \quad C_o'] \quad (4-7)$$

$$p = \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \end{bmatrix} \quad (4-8)$$

同时，由第二章的模态分析方法可以求解得到结构的 n 阶固有频率和对应的模态振型矩阵 ϕ ，由 $x = \phi q$ ，式 (4-1)、(4-2) 可以改写成

$$M_m \ddot{q}_m + D_m \dot{q}_m + K_m q_m = \phi^T B_o u \quad (4-9)$$

$$y = C_o \phi q_m + C_o' \phi \dot{q}_m \quad (4-10)$$

由模态振型的正交性可知：

$$M_m = \phi^T M \phi = I \quad (4-11)$$

$$D_m = \phi^T D \phi = \text{diag}[2\zeta_1 \omega_1, 2\zeta_2 \omega_2, \dots, 2\zeta_n \omega_n] \quad (4-12)$$

$$K_m = \phi^T K \phi = \text{diag}[\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2] \quad (4-13)$$

其中 ζ_i 代表第 i 阶模态的模态阻尼系数。对应于节点坐标下结构的状态空间方程，模态坐标下结构的状态方程可以表示为：

$$\dot{x} = A_m x + B_m u \quad (4-14)$$

$$y = C_m x \quad (4-15)$$

其中

$$A_{mi} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_i^2 & -2\zeta_i \omega_i \end{bmatrix} \quad (4-16)$$

$$A_m = \text{diag}(A_{mi}) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & \dots & \dots & 0 & 0 \\ -\omega_1^2 & -2\zeta_1 \omega_1 & 0 & 0 & \dots & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \dots & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\omega_2^2 & -2\zeta_2 \omega_2 & \dots & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & -\omega_n^2 & -2\zeta_n \omega_n \end{bmatrix} \quad (4-17)$$

$$B_{mi} = \begin{bmatrix} 0 \\ b_{mi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \phi_i^T B_o / m_i \end{bmatrix} \quad (4-18)$$

$$B_m = \begin{bmatrix} B_{m1} \\ B_{m2} \\ \vdots \\ B_{mn} \end{bmatrix} \quad (4-19)$$

$$C_{mi} = \begin{bmatrix} c_{moi} & c'_{moi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_o \phi_i & C'_o \phi_i \end{bmatrix} \quad (4-20)$$

$$C_m = \begin{bmatrix} C_{m1} & C_{m2} & \cdots & C_{mn} \end{bmatrix} \quad (4-21)$$

$$x_i = \begin{bmatrix} q_{mi} \\ \dot{q}_{mi} \end{bmatrix} \quad (4-22)$$

由第二章“缩尺”模态分析可知，一般情况下，一定形式的外部激励荷载只会引起结构部分主要模态的响应，其余的模态响应较小或者未被激发，在计算时可以忽略不计。因此，在模态坐标下进行结构的响应计算可以仅考虑结构主要激发模态（ $k \ll n$ ），不仅方便计算，同时提高了计算效率。

传递函数（transfer function）是指零初始条件下线性系统响应（即输出）量的拉普拉斯变换与激励（即输入）量的拉普拉斯变换之比。在模态坐标中，系统的传递函数是各模态的传递函数之和，即：

$$G(\omega) = \sum_{i=1}^k G_{mi}(\omega) = \sum_{i=1}^k \frac{(C_{moi} + j\omega C'_{moi})b_{mi}}{\omega_i^2 - \omega^2 + 2j\zeta_i \omega_i \omega} \quad (4-23)$$

同时，结构对应于第 i 阶模态的传递函数值可以近似表示为：

$$G(\omega_i) \cong G_{mi}(\omega_i) = \frac{(-jC_{moi} + \omega_i C'_{moi})b_{mi}}{2\zeta_i \omega_i^2} \quad (4-24)$$

根据 Moheimani 和 Fu 对于 H_2 范数的定义，结构的 H_2 范数可以表示为：

$$\|G\|_2^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \text{tr}(G^*(\omega)G(\omega))d\omega \quad (4-25)$$

式中的星号表示共轭函数。 H_2 范数是结构各响应频率的传递函数平方之和的积分，因此可将 H_2 范数理解为是系统的平均增益。对于时间离散结构体，结构对应于第 i 模态的 H_2 范数可表示为：

$$\|G_i\|_2^2 = \sum_{j=1}^r \|G_{ij}\|_2^2 \quad (4-26)$$

$$\|G_{ij}\|_2 = \frac{\|B_{mi}\|_2 \|C_{mji}\|_2}{2\sqrt{\zeta_i \omega_i}} \quad (4-27)$$

其中“ $\| \cdot \|$ ”代表取均方根（RMS）。可以看出，结构第 i 阶模态的 H_2 范数可以理解成是各输出位置处（即传感器所布设的位置）的对应于第 i 阶模态的 H_2 范数之和。 $\|G_{ij}\|_2$ 代表第 i 阶模态中第 j 处输出的 H_2 范数。同时，借鉴对传递函数的定义的理解， $\|G_{ij}\|_2$ 的数值大小能够反映出此位置处传感器的敏感程度： $\|G_{ij}\|_2$ 越大，输出对输入越敏感，说明 j 处输出结果对外部激励引起的结构第 i 阶激发模态的响应的识别效果越好，反之亦然。根据这一性质，我们可以初步建立测点优化的优化指标及优化矩阵。定义

$$\sigma_{2ij} = \frac{\|G_{ij}\|_2}{\|G\|_2} \quad (4-28)$$

σ_{2ij} 为测点优化指标， σ_{2ij} 的大小代表了第 j 处传感器对第 i 阶模态的敏感程度。其中 $\|G\|_2$ 为结构的 H_2 范数，即：

$$\|G\|_2 = \sum_{i=1}^k \|G_i\|_2^2 = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^r \|G_{ij}\|_2^2 \quad (4-29)$$

同时，根据优化指标 σ_{2ij} ，定义测点优化矩阵为：

$$\begin{bmatrix} \sigma_{211} & \sigma_{212} & \cdots & \sigma_{21j} & \cdots & \sigma_{21r} \\ \sigma_{221} & \sigma_{222} & \cdots & \sigma_{22j} & \cdots & \sigma_{22r} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \sigma_{2i1} & \sigma_{2i2} & \cdots & \sigma_{2ij} & \cdots & \sigma_{2ir} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \sigma_{2k1} & \sigma_{2k2} & \cdots & \sigma_{2kj} & \cdots & \sigma_{2kr} \end{bmatrix} \quad (4-30)$$

优化矩阵中第 i 行元素代表各潜在传感器测点（1 到 r ）对结构第 i 阶模态的敏感程度。如果可以预先根据激励形式确定结构的主要激发模态，同时根据优化指标 σ_{2ij} 并结合优化矩阵优选出对结构主要响应模态最敏感可能测点位置，即可完成传感器的初步优化。对于立管而言，可以通过第二章所引入的“模态相对能量”这一指标来进行潜在激发模态的筛选，对于传感器潜在位置的选取可见下节的讨论。

值得注意的是，当传感器的潜在测点较少时，仅凭以上方法能够较好的完成传感器的初步选取。对于传感器数目较多的情况，仅用敏感性指数及敏感性矩阵作为传感器布设的依据也许还不够充分。假设某一位置传感器 j 的敏感性指标较高。如果传感器的间距较为密集，毫无疑问的，与此传感器相邻的位置处敏感性指标亦会很高，但是这些相

邻的位置并不是传感器布设的最优选择，因为这些相邻位置的传感器可以用 j 适当的增益调整来表示。换言之，传感器的最优位置需具备的一个性质是位于此位置的采集的信息不能被其他或相邻位置的传感器增益调整所取代。由此考虑，需要引入一个基于各传感器模态相关系数的附加准则来进一步对传感器布设进行优化。定义

$$\mathbf{g}_i = \begin{bmatrix} \|G_{1i}\|_2^2 \\ \|G_{2i}\|_2^2 \\ \vdots \\ \|G_{ki}\|_2^2 \end{bmatrix} \quad (4-31)$$

为第 i 个传感器的特征向量，其中 $\|G_{ki}\|_2^2$ 代表第 k 阶模态关于第 i 个传感器的 H_2 范数平方值。定义相关系数 r_{ik} 为：

$$r_{ij} = \frac{\mathbf{g}_i^T \mathbf{g}_j}{\|\mathbf{g}_i\|_2 \|\mathbf{g}_j\|_2} \quad (4-32)$$

可知， $0 < r_{ij} < 1$ 。 r_{ij} 值越大，说明第 i 个传感器和第 j 个传感器之间越相关，二者可取代性约强，因此可以依次准则筛选掉二者其中之一。具体筛选时，保留 $\|\mathbf{g}_i\|$ 值较大的位置，去掉 $\|\mathbf{g}_i\|$ 值较小的位置。至此，传感器优化布设的准则可以归纳为：

1. 确定潜在传感器测点的位置、数目，并根据结构可能的激发模态数 k 初步确定传感器的个数 r 。
2. 确定传感器灵敏性矩阵，并根据各激励模态的响应强度初步确定最优位置。
3. 通过优化矩阵进一步确定对最优测点进行优化筛选。

4.3 基于 Kalman 滤波的最优状态估计

在传感器测点优化之后，我们面临的问题是如何根据有限的信息去还原结构整体的真实响应。基于 Kalman 滤波的最优状态估计即是这样一种解决方法。Kalman 滤波是 20 世纪 60 年代初鲁道夫·卡尔曼提出通过实时更新均值和协方差执行滤波的随机信号处理方法^[74]。滤波器的输入和输出由时间更新和观测更新联系在一起，同时结合最小二乘递推方法求解最优增益矩阵，使每次观测更新后估计误差的方差最小，并收敛于稳定值，即逐步形成最优状态估计。Kalman 滤波被推导为白噪声输入的滤波器，由此可以从观测信息中提取与状态量相关的最大信息量，从而形成观测器并使观测信息的拓展成为可能。

Kalman 滤波能够实现三个目标：第一，通过实时更新待估计变量的均值及协方差，滤去输入输出噪声的干扰，得到目标变量的精确估计值；第二，当待估计变量与观测变量为同一类参数时，可以实现根据有限的、部分的数据还原结构整体的动力响应信息；第三，当待估计变量与观测变量不为同种参数时，可以实现由局部单一信息推断结构的多元信息。基于 Kalman 滤波的结构状态估计假定已知结构的动力学模型和外部输入的统计特性，并认为输入噪声和输出噪声相互独立。然而在实际工程中，由于建模误差以及噪声不确定性的存在，精确的系统模型并不容易获得，因此基于 Kalman 推断的状态估计的应用也受到相应的制约。

下面对基于 Kalman 滤波的结构状态估计的实现过程做以介绍。

线性时不变时间连续系统的状态方程，如式（4-33）及式（4-44）所示，可以推得到线性离散系统的状态方程，如式（4-35）至式（4-38）所示。其中 ω 和 ν 是协方差已知、均值为零且互不相关的白噪声，即 $\omega_k \sim (0, Q_k)$ 、 $\nu_k \sim (0, R_k)$ 。

$$\dot{x} = Ax + Bu + \omega \quad (4-33)$$

$$y = Cx + \nu \quad (4-34)$$

$$x_k = Fx_{k-1} + Gu_{k-1} + \omega_{k-1} \quad (4-35)$$

$$y_k = Cx_k + \nu_k \quad (4-36)$$

$$F = e^{A\Delta t} \quad (4-37)$$

$$G = F \left[I - e^{-A\Delta t} \right] A^{-1} B \quad (4-38)$$

最优状态估计的目的是在已知的系统方程和带噪声量测 y 的基础上对状态量 x 进行估计。在模态坐标下，量测量为立管所布应变传感器处的应变值，状态量为立管主要激发模态的振型权重系数。对于状态估计可用的信息量，取决于我们要解决的问题本身。如果利用包括 k 时刻和 k 时刻之前的量测值估计 x_k ，那么能够得到一个后验估计，表示为 \hat{x}_k^+ ，上标“+”表示这个估计是后验的。获得后验状态估计的方法是在 k 时刻以及 k 时刻以前的量测值条件下计算 x_k 的期望值。同样的，如果利用 k 时刻之前（不包括 k 时刻）的量测值来估计 x_k ，那么能够得到一个先验估计，表示为 \hat{x}_k^- 。“-”表示这个估计是先验的。获得先验状态估计的方法是在 k 时刻以前的量测值条件下计算 x_k 的期望值。注意， \hat{x}_k^+ 和 \hat{x}_k^- 均是同一个量的估计值，区别在于在进行估计是否考虑了量测值 y_k 的影响。同时，因为我们用更多的信息计算 \hat{x}_k^+ ，所以自然希望 \hat{x}_k^+ 是比 \hat{x}_k^- 更精确的估计。Kalman

滤波即通过更新 k 时刻估计误差的协方差来改进 x_k 的先验估计。定义 P_k 为估计误差的协方差，则 k 时刻先验估计及后验估计的估计误差的协方差可表示为：

$$P_k^- = E[(x_k - \hat{x}_k^-)(x_k - \hat{x}_k^-)^T] \quad (4-39)$$

$$P_k^+ = E[(x_k - \hat{x}_k^+)(x_k - \hat{x}_k^+)^T] \quad (4-40)$$

以 \hat{x}_0^+ 作为估计过程的开始，同时它也是初始状态 x_0 的最优估计。首先，由结构的运动方程，得到 x_1 的先验估计 \hat{x}_1^- ，即

$$\hat{x}_1^- = F\hat{x}_0^+ + Gu_0 \quad (4-41)$$

由此类推，可得到由 \hat{x}_{k-1}^+ 递推 \hat{x}_k^- 的一般表达式：

$$\hat{x}_k^- = F\hat{x}_{k-1}^+ + Gu_{k-1} \quad (4-42)$$

称式 (4-42) 为待估计状态量 x 的时间更新方程。然后，需要计算估计误差协方差 P 的时间更新方程。同样的，以 x_0 的估计协方差 P_0^+ 为估计的起始点。假设结构的初始运动信息已知，那么 $P_0^+ = 0$ 。根据线性离散系统的状态协方差随时间的传播规律，可以得到“1”时刻的状态协方差的先验估计

$$P_1^- = FP_0^+ F^T + Q_0 \quad (4-43)$$

由此类推，可以得到状态估计误差协方差的一般先验估计

$$P_k^- = FP_{k-1}^+ F^T + Q_{k-1} \quad (4-44)$$

式 (4-44) 为 P 的时间更新方程。

现已推导出 \hat{x} 及 P 的时间更新方程，下一步要推导得到量测更新方程，即如何根据 \hat{x} 的 k 时刻先验估计 \hat{x}_k^- 推导得到后验估计 \hat{x}_k^+ 。根据递推最小二乘估计法，可利用 k 时刻的量测值 y_k 实现对 \hat{x} 和 P 的量测更新。线性递推估计值可以写成如下形式：

$$y_k = Cx_k + v_k \quad (4-45)$$

$$\hat{x}_k^+ = \hat{x}_k^- + K_k(y_k - C\hat{x}_k^-) \quad (4-46)$$

也就是说，我们基于 k 时刻的先验估计和 k 时刻的测量值来计算 k 时刻的后验估计。其中矩阵 K_k 称为卡尔曼滤波增益， $(y_k - C\hat{x}_k^-)$ 称为修正项。如果修正项为零，或者增益

矩阵为零，那么后验估计等于先验估计。Kalman 滤波的核心问题即如何选择一种最有标准来确定增益矩阵 K_k ，使得经过修正的后验估计能够与真实值更加接近。经过验证，Kalman 选择的最优标准是使 k 时刻的估计误差的方差和最小，即令 J_k 最小。 J_k 的表达式为

$$J_k = E \sum [(x_k - \hat{x}_k^+)^2] = \text{Tr } P_k^- \quad (4-47)$$

借鉴极大似然估计的思想，当 J_k 最小时，应满足 $\partial J_k / \partial K_k = 0$ ，即

$$K_k = P_k^- C^T (C P_k^- C^T + R_k)^{-1} \quad (4-48)$$

求得 K_k ，代入式 (4-46) 中，可实现对 k 时刻带估计量的后验估计，即实现 \hat{x} 的量测更新。同时，由估计误差协方差 P 的定义及式 (4-48)，可以得到 P 的量测更新：

$$P_k^+ = (I - K_k C) P_k^- (I - K_k C)^T + K_k R_k K_k^T = (I - K_k C) P_k^- \quad (4-49)$$

由此便实现了基于 Kalman 滤波的结构状态估计过程。可以概括为首先通过运动方程实现时间更新，获得先验估计；然后控制估计误差的方差和，通过观测矩阵实现量测更新，获得经过修正的后验估计。

4.4 顶张力立管的测点优化及状态估计验证

根据 Natarajan 在文献[61]中对传感器间距的规定，考虑实际工程的可行性及施工成本，本文初步设定应变传感器的间距为 18 米，则立管可布设的最大数目为 84 个。现从 84 个测点中选取 30 个进行状态估计。自立管顶端至底端对可能布设传感器的位置进行标号 (1-84)。首先，根据工程可行性及海洋立管传感器布设的基本原则，确定最容易产生疲劳损伤的立管顶端及底端为主要监测区域。根据优化原则，选取最优的三十个应变传感器的测点，其中位于立管顶端和立管底端各十五个。同时，根据各阶振动能量的权重，确定墨西哥湾工况下第一阶至第四十阶模态为潜在激励模态，通过模态权重计算确定第三阶、第四阶、第五阶和第六阶模态为立管的主要响应模态（传感器优化的主要判据），给出优化矩阵中对应的传感器灵敏度系数分布，初步确定最优测点位置；根据传感器相关系数关系，进一步决定和筛选最优测点位置。第三，根据所选测点确定立管状态方程中的观测矩阵，进行 Kalman 滤波及状态估计。进行状态估计时，考虑结构的不确定性、激励的随机性以及量测中噪声的影响，取各激励输入的白噪声满足 $\omega \sim (0, 10)$ 分布，各传感器的量测白噪声满足 $v \sim (0, 1 \times 10^{-8})$ 分布。最后，借鉴第二章利用原模型位移与“缩尺”后的位移关系评价“缩尺”模态分析精确性的思路，利用原模

型各自由度处的应变与测点优化状态估计后的计算应变之间的关系 β 评价所选测点组合的合理性及精确性。 β 表达式如 (4-50) 所示

$$\beta = \frac{\sum_i^n \|(\bar{\varepsilon}_i - \varepsilon_i)\|}{\sum_i^n \|(\varepsilon_i)\|} < \alpha \quad (4-50)$$

根据上述原则, 利用优化准则和优化矩阵及相关系数, 确定选取标号为 [4, 7, 8, 11, 12, 14, 15, 16, 19, 22, 23, 27, 28, 29, 30, 57, 60, 61, 62, 63, 68, 69, 70, 71, 73, 74, 75, 76, 79, 80] 为最优测点组合。图 4.2 至图 4.4 给出第三、四、五阶模态下各潜在测点的优化准则参数, 其中红色标注为所选测点, 蓝色为未选测点。

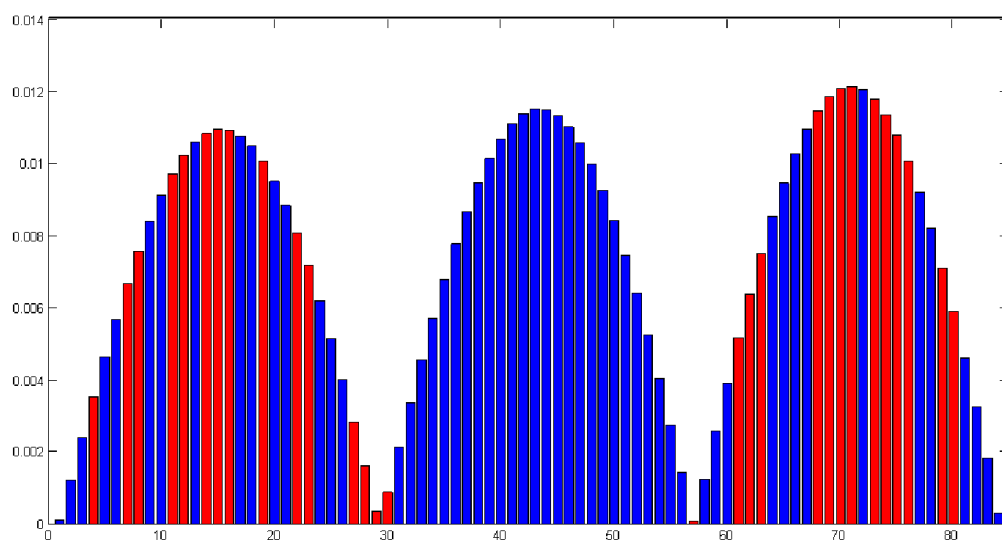


图4.2 第三阶模态测点优化指标

Fig. 4.2 Optimal indicator for the third modal

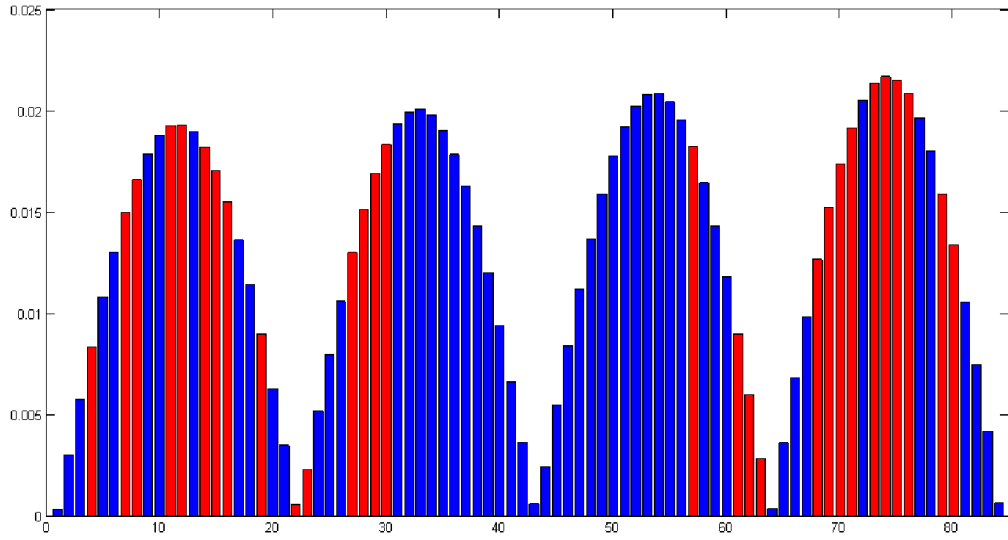


图4.3 第四阶模态测点优化指标

Fig. 4.3 Optimal indicator for the fourth modal

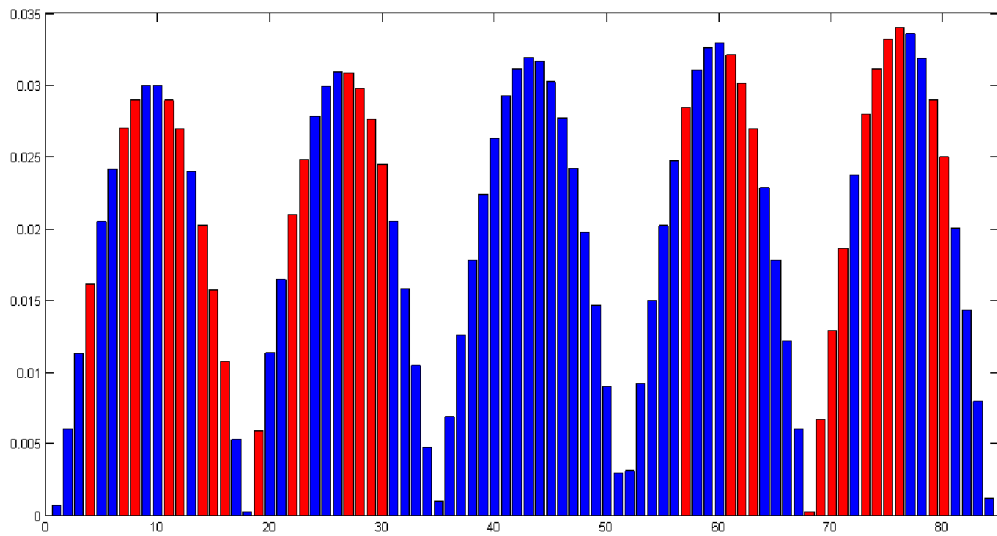


图4.4 第五阶模态测点优化指标

Fig. 4.4 Optimal indicator for the fifth modal

选取墨西哥湾工况下前 30 秒的有限元分析时程响应数据进行基于 Kalman 滤波的状态估计，时间步长与有限元一致，为 0.005 秒。先给出立管距顶端 75 米，225 米，375 米和 525 米处根据 30 个应变传感器进行最优状态估计后的应变时程与有限元原模型计算得到的应变时程的对比，如图 4.5 所示。

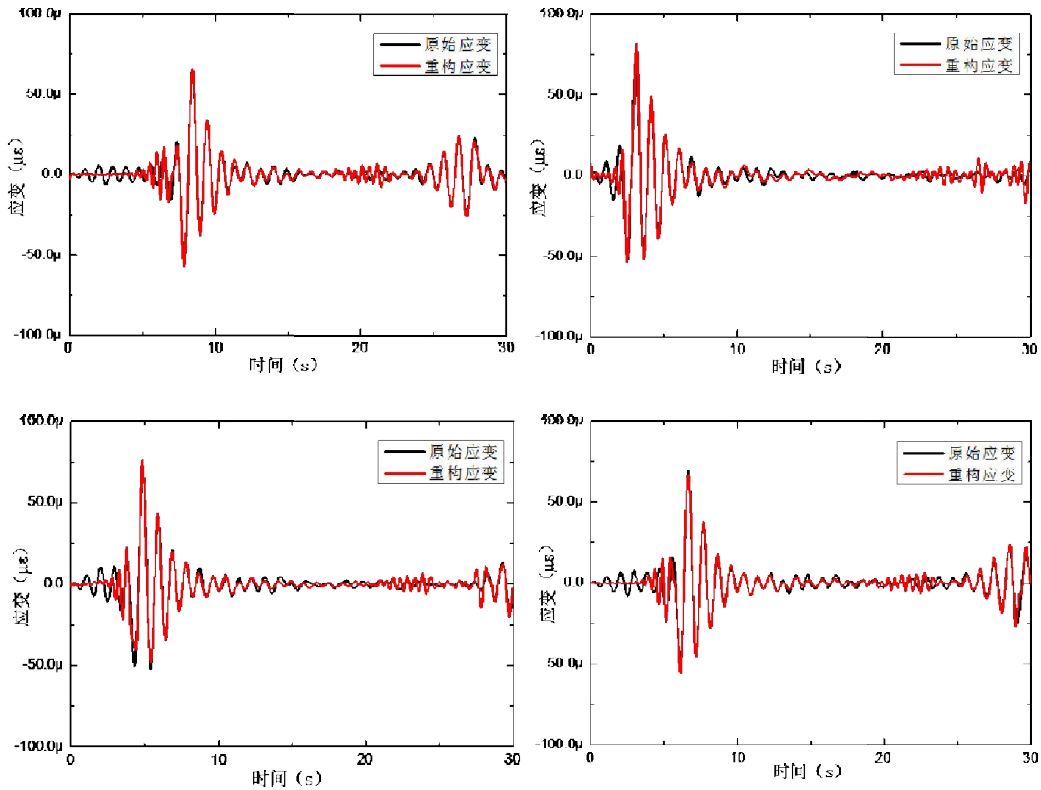


图4.5 立管距顶端75、225、375、525米处应变对比

Fig. 4.5 Comparison of strain between the original and estimated model

由图 4.5 的对比可以看出结合测点优化方法的结构状态估计所得到的应变时程基本与原模型吻合，估计效果较好。这也实现了利用数量较少的传感器（30）数据对数量较多的未知状态量（本文中为立管前四十阶模态权重）的状态估计。同时，为验证本文所选的传感器组合可以实现理论上的最优估计，分别考虑替换掉最优组合中的四个、八个和十二个传感器三种情况，并分别命名为组合一、组合二和组合三。先给出三种组合的传感器测点分布。

组合一：2, 7, 8, 11, 12, 14, 15, 16, 19, 22, 23, 27, 28, 29, 34, 51, 52, 61, 62, 63, 68, 69, 70, 71, 73, 75, 76, 79, 80。

组合二：2, 7, 8, 11, 12, 14, 15, 16, 19, 22, 23, 29, 34, 36, 38, 40, 45, 51, 52, 61, 68, 69, 70, 71, 73, 75, 76, 79, 80。

组合三：2, 3, 6, 11, 12, 14, 15, 16, 19, 22, 23, 29, 34, 36, 38, 40, 42, 44, 45, 51, 52, 61, 70, 71, 73, 75, 76, 79, 80。

然后，根据 β 指标，并将三种新测点组合的计算结果与最优布设组合进行对比，如表 4.1 所示。计算时，考虑白噪声干扰的随机性，每种组合均计算五次取平均值作为对

比指标。可以看出,利用本文优化方法进行状态估计的精度要高于非最优布设组合的精度,这也证明了本文所选用的优化方法是状态估计精确性的前提保证,同时二者具有良好的衔接性。

表 4.1 不同测点组合的精度对比

Table 4.1 The comparison of accuracy between different sensor arrangement

布设方式	最优布设	组合一	组合二	组合三
β	0.3365	0.3447	0.3487	0.3492

其次,对最优测点选取数目对状态估计的精度影响进行讨论。依据最优准则、最优矩阵及传感器之间的相关系数,在最优布设组合的基础上分别增加 2,4,6,8 个测点进行状态估计。同样的,每种组合均计算五次取 β 平均值作为进行对比。对比结果如表 4.2 所示。可以看出,所选传感器数目越多,估计精度越高。值得注意的是,虽然估计精度与测点数目呈正比关系,但是测点数目对估计精度的影响十分有限,选用 38 个测点进行估计的精度仅比 30 个测点的精度高 3%左右。因此,在一定精度范围内,仅运用 30 个测点进行估计可以满足要求。由状态估计的理论不难看出,对估计精度影响最大的因素应该为输入荷载的不确定性(白噪声),模型参数的不确定性等因素。只有逐步完善对以上因素的理解和细化才能真正提高预测估计的精确性。

表 4.2 不同测点数目的精度对比

Table 4.2 The comparison of accuracy between different number of sensor

测点数目	30	32	34	36	38
β	0.3365	0.3322	0.3349	0.3266	0.3263

4.5 本章小结

本章针对立管结构,首先根据传感器布设的基本准则以及依据模态灵敏性矩阵探究应变传感器的最优布设方案,然后根据有限的信息,利用卡尔曼滤波方法对结构进行最优状态估计,提取结构整体响应信息,初步设计一种立管涡激振动响应的监测方案。通过数值模拟数据的验证,证明这一监测方案能够实现利用局部的、有限的的数据还原立管整体的时程响应。

结论与展望

本文针对深海立管涡激振动问题，展开了相关的研究。首先，本文利用 Matlab 建立顶张力立管的有限元模型，考虑顶张力立管顺流向及横流向的运动耦合作用、流固耦合作用、管内流体作用等因素，对顶张力立管涡激振动的响应在时域和频域内分别运用 newmark- β 法、模态“缩尺”方法进行分析求解。同时，本文结合常用的时域疲劳分析理论，针对立管结构提出相应的计算流程及准则。利用立管涡激振动的有限元模型时程分析结果，提取得到立管各计算节点处的时程应变响应信息，估算立管涡激振动作用下各关键节点的疲劳损伤，给出立管疲劳损伤沿水深的分布。最后，考虑深海工程作业的可行性及经济成本等因素，本文利用 H_2 范数以及模态灵敏性矩阵构建了传感器测点优化准则，探究了立管结构的最优监测方案，并结合 Kalman 滤波实现了根据有限的、局部的信息对结构进行最优状态估计，进而重构得到结构整体的响应信息。主要结论如下：

(1) 立管的均方根位移分布受流速分布影响，一般最大位移出现在距立管底端 $1/3$ 位置处；实际工况中流速范围分布较大，变化剧烈（剪切度较大）且呈非均匀变化，立管各位置涡激升力频率变化范围也较大，所以立管受激发模态较多，时程响应也具有一定的随机性；将时域分析求解得到的涡激升力代入频域内的进行的“缩尺”模态分析，可以计算得到各激发模态的参与比重，从而确定立管主要的激发模态，实现在满足一定精度要求的情况下对立管涡激振动响应的快速分析。

(2) 高周疲劳是立管的主要疲劳形式，立管顶端和底端的疲劳损伤最大，高频模态对疲劳的影响最大。不考虑顶张力时，立管的疲劳损伤值增大近 10 倍，考虑二倍顶张力时，除立管顶端外，其他位置基本没有形成疲劳损伤；当弹性模量减小 30% 时，立管疲劳损伤相应减小了约 50%；当弹性模量增加 30% 时，立管疲劳损伤相应增加了约 50%。因此，适当增加顶张力，减小弹性模量以及调整内流流速有利于减小立管的疲劳损伤：

(3) 测点优化是 Kalman 滤波的前提保证，Kalman 滤波是测点优化的实现方式，将测点优化的思想和 Kalman 滤波方法结合可以最大化重构分析的精度：根据优化准则选取测点组合进行状态估计的精度要高于非优化测点组合；对估计精度影响最重要的因素为输入荷载、模型参数的不确定性，仅增加传感器数量对估计精度的影响不大。同时，利用最优估计获取立管的整体应变时程信息从而进行疲劳分析能够对立管的整体状态监测和安全预警提供了切实可行的补充和参考。

与此同时，基于本文的现有研究内容，需要对以下几个问题开展进一步的研究：

(1) 受计算机计算效率制约，本文在时域有限元分析时单元长度取为 3 米。进一步的研究可以考虑更精细的有限元划分，提高计算精度。

(2) 除涡激振动外, 立管的疲劳损伤主要影响因素还包括波浪荷载作用以及上部浮体结构的作用, 因此, 在今后的立管损伤分析时应该将以上几项因素考虑在内。

(3) 本文利用 **Kalman** 滤波进行状态估计时没有考虑有限元模型的不确定性, 并假定输入、输出噪声相互独立。在今后的研究中可以利用其它的滤波形式考虑以上因素, 从而实现对状态估计的进一步优化。

参 考 文 献

- [1] 侯福祥, 王辉, 任荣权, 等. 海洋深水钻井关键技术及设备[J]. 石油矿场机械, 2009, 38(12): 1-4.
- [2] Shi C. Fatigue Damage Prediction in Deepwater Marine Risers due to Vortex-Induced Vibration [D]. Austin: Univ. of Texas, 2011.
- [3] L. Wilhoit, C. Supan, E.K. Albaugh, and C. Jones. 2010 Deepwater Solutions and Records for Concept Selection. Offshore magazine, May, 2010.
- [4] API R P. 2RD[J]. Design of risers for floating production systems (FPSs) and tension-leg platforms (TLPs), 1998, 1.
- [5] Blevins R D. Flow-induced vibration[J]. New York, Van Nostrand Reinhold Co., 1977. 377 p., 1977, 1.
- [6] Bearman P W. Vortex shedding from oscillating bluff bodies[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1984, 16(1): 195-222.
- [7] Sarpkaya T. Vortex-induced oscillations: a selective review[J]. Journal of Applied Mechanics, 1979, 46(2): 241-258.
- [8] Khalak A, Williamson C H K. Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibrations at low mass-damping[J]. Journal of Fluids and Structures, 1999, 13(7): 813-851.
- [9] Pantazopoulos M S. Vortex-induced vibration parameters: critical review[C]// Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers, 1994: 199-199.
- [10] Gopalkrishnan, R. Vortex induced forces on oscillating bluff cylinders[D]: MIT.
- [11] Vikestad K, Vandiver J K, Larsen C M. Added mass and oscillation frequency for a circular cylinder subjected to vortex-induced vibrations and external disturbance[J]. Journal of Fluids and Structures, 2000, 14(7): 1071-1088.
- [12] J. K. Vandiver. Dimensionless Parameters Important to the Prediction of Vortex-Induced Vibration of Long, Flexible Cylinders in Ocean Currents[J]. Journal of Fluids and Structures, 1993, 7:423 - 455.
- [13] Lienhard J H. Synopsis of lift, drag, and vortex frequency data for rigid circular cylinders[J]. Washington State University, College of Engineering, Research Division Bulletin 300. 1966
- [14] Bishop R E D, Hassan A Y. The lift and drag forces on a circular cylinder in a flowing fluid[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences, 1964, 277(1368): 32-50.
- [15] 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.

- [16] Skop R A, Griffin O M. An Heuristic Model for Determining Flow-Induced Vibration of Offshore Structure[C]//Offshore Technology Conference. Offshore Technology Conference, 1973.
- [17] Iwan W D, Blevins R D. A model for vortex induced oscillation of structures[J]. Journal of Applied Mechanics, 1974, 41(3): 581-586.
- [18] Skop R A, Balasubramanian S. A new twist on an old model for vortex-excited vibrations[J]. Journal of Fluids and Structures 1997, 11(4):395 - 412.
- [19] Facchinetti M L, de Langre E, Biolley F. Coupling of structure and wake oscillators in vortex-induced vibrations[J]. Journal of Fluids and structures, 2004, 19(2): 123-140.
- [20] Facchinetti M L, de Langre E, Biolley F. Vortex-induced travelling waves along a cable[J]. European Journal of Mechanics-B/Fluids, 2004, 23(1): 199-208.
- [21] Carberry J, Sheridan J, Rockwell D. Forces and wake modes of an oscillating cylinder[J]. Journal of Fluids and Structures, 2001, 15(3): 523-532.
- [22] Vandiver, J.K., Li, L., 1999. SHEAR7 program Theory manual. Department of Ocean Engineering, MIT.
- [23] Triantafyllou M, Triantafyllou G, Tein Y S, et al. Pragmatic riser VIV analysis[C]//Offshore Technology Conference. Offshore Technology Conference, 1999.
- [24] Larsen, C.M., Vikestad, K., Yttervik, R. and Passano, E., 2001. VIVANA, Theory Manual. MARINTEK, Trondheim
- [25] Moe G, Amitsen O A. Experiences With VIV Analyses of SCR' s Using Complex Modes[C]//ASME 2002 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers, 2002: 639-644.
- [26] Dalheim J. A New Hybrid Numerical Procedure for Prediction of VIV of Risers in Ultra Deep Waters[C]//Proceedings of the 20 th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Rio de Janeiro, Brazil, Paper OFT-1202. 2001.
- [27] Willden R H J, Graham J M R, Giannakidis G. Vortex-induced vibration of single and multiple risers in a sheared current[C]//The Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2001.
- [28] Yamamoto C T, Fregonesi R A, Meneghini J R, et al. Numerical simulations of the flow around flexible cylinders[C]//ASME 2002 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers, 2002: 313-320.
- [29] Larsen C M, Vikestad K, Vandiver J K. On multi-frequency vortex induced vibrations of long marine risers[C]//OCEANS' 96. MTS/IEEE. Prospects for the 21st Century. Conference Proceedings. IEEE, 1996, 1: 505-510.
- [30] Vandiver J K. Drag coefficients of long flexible cylinders[C]//Offshore technology conference. Offshore Technology Conference, 1983.

- [31] Vandiver J K, Jong J Y. The relationship between in-line and cross-flow vortex-induced vibration of cylinders[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 1987, 1(4): 381-399.
- [32] Vandiver J K, Marcollo A. High mode number VIV experiments[C]//IUTAM Symposium on Integrated Modeling of Fully Coupled Fluid Structure Interactions Using Analysis, Computations and Experiments. Springer Netherlands, 2003: 211-231.
- [33] Kim Y H, Holler R, Vandiver J K. Vortex-induced vibration and drag coefficients of long cables subjected to sheared flows[J]. *Journal of energy resources technology*, 1986, 108(1): 77-83.
- [34] Vandiver J K, Chung T Y. Hydrodynamic damping on flexible cylinders in sheared flow[J]. *Journal of Waterway, Port, Coastal, and Ocean Engineering*, 1989, 115(2): 154-171.
- [35] Vandiver J K, Chung T Y. Predicted and measured response of flexible cylinders in sheared flow[C]//Proceedings of ASME Annual Meeting Symposium on Flow-Induced Vibration, Chicago. 1988.
- [36] J. K. Vandiver. Dimensionless parameters important to the prediction of Vortex-induced vibration of long, flexible cylinders in ocean currents[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 1993, 7:423-455.
- [37] Vandiver J K, Allen D, Li L. The occurrence of lock-in under highly sheared conditions[J]. *Journal of fluids and structures*, 1996, 10(5): 555-561.
- [38] Vandiver J K, Marcollo H, Swithenbank S, et al. High-mode-number vortex-induced-vibration field experiments[J]. *Journal of petroleum technology*, 2006, 58(2): 69-70.
- [39] Vandiver J K, Swithenbank S B, Jaiswal V, et al. Fatigue damage from high mode number vortex-induced vibration[C]//25th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers, 2006: 803-811.
- [40] 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.
- [41] Baarholm G S, Larsen C M, Lie H. On fatigue damage accumulation from in-line and cross-flow vortex-induced vibrations on risers[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2006, 22(1): 109-127.
- [42] Moe G, Wu Z J. The lift force on a cylinder vibrating in a current[J]. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1990, 112(4): 297-303.
- [43] Sarpkaya T. Hydrodynamic damping, flow-induced oscillations, and biharmonic response[J]. *Journal of offshore Mechanics and Arctic engineering*, 1995, 117(4): 232-238.
- [44] Mittal S, Kumar V. Finite element study of vortex - induced cross - flow and in - line oscillations of a circular cylinder at low Reynolds numbers[J]. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 1999, 31(7): 1087-1120.

- [45] Jauvtis N, Williamson C H K. The effect of two degrees of freedom on vortex-induced vibration at low mass and damping[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2004, 509: 23-62.
- [46] Hansen E A, Bryndum M, Mayer S. Interaction of in-line and cross-flow vortex induced vibrations in risers[C]//ASME 2002 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers, 2002: 551-557.
- [47] Aronsen K. An Experimental Investigation of In-line and Combined In-line and Cross-flow Vortex Induced Vibrations [D]. Norwegian University of Science and Technology, 2007.
- [48] 唐世振. 考虑顺流向振动的深水顶张力立管涡激振动分析[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2010.
- [49] 李效民. 顶张力立管动力响应数值模拟及其疲劳寿命预测[D]. 中国海洋大学, 2010.
- [50] 李洪春. 顶张力立管顺流向动力响应及疲劳研究[D]. 中国海洋大学, 2010.
- [51] 张阿漫, 戴邵仕. 流固耦合动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011.
- [52] 倪侃. 随机疲劳累积损伤理论研究进展 [J]. 力学进展, 1999, V29 (1): 43-65.
- [53] Schütz W. A history of fatigue[J]. Engineering Fracture Mechanics, 1996, 54(2): 263-300.
- [54] Miner M A. Cumulative damage in fatigue[J]. Journal of applied mechanics, 1945, 12(3): 159-164.
- [55] Battelle Memorial Institute, Grover H J. Fatigue of metals and structures[M]. US Government Printing Office, 1960.
- [56] Manson S S. Fatigue: a complex subject—some simple approximations[J]. Experimental Mechanics, 1965, 5(7): 193-226.
- [57] 王旭亮. 不确定性疲劳寿命预测方法研究[D]. 南京航空航天大学, 2009.
- [58] Michel Olagnon, Zakoua Guede. Rainflow fatigue analysis for loads with multimodal power spectral densities[J]. Marine Structures, 2008(21):160-176.
- [59] 杨永吉, 邓速. 随机疲劳数据快速实时处理和寿命估算[J]. 北京农业机械化学院学报, 1984, 2009.
- [60] 白石, 王旭, 廖科源, 等. 无线智能疲劳监测系统的研制与实验验证[J]. 物联网技术, 2011, 1(9): 69-72.
- [61] Natarajan S, Howells H, Deka D, et al. Optimization of Sensor Placement to Capture Riser VIV Response[C]//25th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers, 2006: 401-407.
- [62] Gawronski W K. Advanced structural dynamics and active control of structures[M]. New York: Springer, 2004.
- [63] Yi T H, Li H N. Methodology developments in sensor placement for health monitoring of civil infrastructures[J]. International Journal of Distributed Sensor Networks, 2012, 2012.
- [64] 孙小猛, 冯新, 周晶. 海洋平台立管的传感器优化布置[J]. 辽宁工程技术大学学报: 自然科学版, 2011, 29(6): 1062-1065.

- [65] Shi C, Tognarelli M A, Botros T, et al. On the vortex-induced vibration response of a model riser and location of sensors for fatigue damage prediction[J]. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 2012, 134(3): 031802.
- [66] Mukundan H. Vortex-induced vibration of marine risers: motion and force reconstruction from field and experimental data[D]. Massachusetts Institute of Technology, 2008.
- [67] 孙小猛. 基于模态观测的结构健康监测的传感器优化布置方法研究[D]. 大连理工大学, 2009.
- [68] Moheimani S O R, Ryall T. Considerations on placement of piezoceramic actuators that are used in structural vibration control[C]//Decision and Control, 1999. Proceedings of the 38th IEEE Conference on. IEEE, 1999, 2: 1118-1123.
- [69] Hernandez E M, Bernal D. State estimation in structural systems with model uncertainties[J]. *Journal of engineering mechanics*, 2008, 134(3): 252-257.
- [70] Papadimitriou C, Fritzen C P, Kraemer P, et al. Fatigue predictions in entire body of metallic structures from a limited number of vibration sensors using Kalman filtering[J]. *Structural Control and Health Monitoring*, 2011, 18(5): 554-573.
- [71] Erazo K, Hernandez E M. A model-based observer for state and stress estimation in structural and mechanical systems: Experimental validation[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2014, 43(1): 141-152.
- [72] Abid F, Chevallier G, Blanchard J L, et al. System Identification Using Kalman Filters[M]//Topics in Modal Analysis, Volume 7. Springer New York, 2014: 561-573.
- [73] Gomez H C, Ulusoy H S, Feng M Q. Variation of modal parameters of a highway bridge extracted from six earthquake records[J]. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 2013, 42(4): 565-579.
- [74] Kalman R E. A new approach to linear filtering and prediction problems[J]. *Journal of basic Engineering*, 1960, 82(1): 35-45.
- [75] Hallem M, Heaf N, Wootton L R. Dynamics of Marine Structures: Methods of Calculating the Dynamic Response of Fixed Structures Subject to Wave and Current Action[R]. Technical Report, CIRIA Underwater Engineering Group, London, U.K, 1977.

附录 A 本文介绍实验立管参数信息

	Arctic Ocean	St. Croix	Lawrence	Seneca	Miami I	Miami II	NDP
材料	Kevlar	Kevlar	Rubber hose	fiberglass	fiber-epoxy	fiberglass	fiberglass
管长 (m)	609	2758	17.7	61.26 ; 122.23	147.3	152.4	38
外径 (mm)	4.11	2.39	28.6	33.3	35.6	36.32	27
内径 (mm)				24.9	33.3	24.89	24
长细比	148175	1153975	619	1840; 3671	4138	4196	1407
EI (N·m ²)				129.0	488	613	599
EA(N)				3.822E7	3.78E6	9.21E9	8.19E6
单位长度重量 (KN/m)				11.53	12.11	12.35	7.46
有效张力 (N)				3571	3225	3225	4000
流速形式	剪切流	剪切流	剪切流		剪切流	剪切流	剪切、均匀流
立管放置方向	竖直	竖直	水平	竖直	竖直	竖直	水平
传感器选型	加速度传感器	加速度传感器	加速度传感器	加速度传感器	FBG 应变传感器	FBG 应变传感器	FBG 应变传感器
传感器布设	两向布置	两向布置	两向均匀布置	横流向均匀布置	图 2.8 所示	图 2.8 所示	两向非均匀布置

附录 B 本文立管模型所选参数

m_r	立管质量	97.79kg/m
m_f	原油质量	69.20kg/m
ρ_f	原油密度	990kg/m ³
ρ_w	海水密度	1025 kg/m ³
U	剪切流最大流速	0-1.5m/s
V	立管内原油输送速度	1.4m/s
L	立管总长度	1500m
D	立管外径	0.3239m
A_0	立管外径截面积	0.0824m ²
A_i	立管内径截面积	0.0699m ²
T_{top}	立管顶张力	1699.5KN
E	立管弹性模量	207GPa
I	立管截面惯性矩	1.5e-4 m ⁴
S_t	斯特劳哈尔数	0.2
C'_D	脉动拖拽力系数	0.1
C_m	附加质量系数	1.0

攻读硕士学位期间发表学术论文情况

1. **Xuan Li**, Zhi Zhou, Jinping Ou. Experimental Review on VIV Fatigue of Risers[J]. Pacific Science Review. 2013, 15(1), 37-50。 (本硕士学位论文第一章)
2. Shi Bai, **Xuan Li**, Zhaohui Xie, Zhi Zhou, Jinping Ou. A Wireless Fatigue Monitoring System Utilizing a Bio-inspired Tree Ring Data Tracking Technique[J]. Sensors, 2014, 14(3): 4364-4383. SCI检索期刊 (IF: 1.953) , 本文SCI检索号: WOS: 24603635。 (本硕士论文第三章)
3. **Xuan Li**, Peng Ren, Zhi Zhou, Jinping Ou. An Optimized FBG-based Fatigue Monitoring Strategy on Deepwater Risers. Proc. SPIE (2014). 已提交, EI检索。 (本硕士论文第四章)
4. Huaping Wang, Zhi Zhou, Wanqiu Liu, **Xuan Li**. Optimization Analysis and Experimental Validation of Distributed Optical Fiber Sensors for Pavement Monitoring Based on Strain Transfer Mechanism. Proc. of the 6th International Conference on Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure, 2013。

致 谢

光阴荏苒，岁月如梭，转眼间，三年的硕士学习生活行将落幕。回首过往，我的成长得到了太多师长及同辈的帮助和鼓励，谨此一并致以最衷心的感谢。

感谢我的导师欧进萍院士在课题上对我的悉心指导，在未来学业上对我的支持和关照。您深厚扎实的学术底蕴、严谨求实的治学态度、创新务实的前瞻布局以及宽仁大度的胸襟气魄都将使我受用终生。是您的淳淳教诲让我领悟到任何有意义的创新不仅要以实际问题为出发点，更要有扎实的理论为依托和支撑。在未来，我也会时刻以您“激情、责任、梦想、信心”的理念来鞭策激励自己，昂首前行。

感谢周智教授在学业上对我的指引和无微不至的帮助。您对科研的热忱和创新的观念让我受益匪浅。是您让我对如何做学问有了系统和直观的理解，更让我认识到时时、事事都要有创新的意思，并要以饱满的热情和乐观的精神去迎接未知的挑战。

感谢何政教授、李冬生副教授对我未来学业的鼓励和支持。特别要感谢何政教授在本科毕设期间对我的细致指导，与您共同学习的时光是我人生中最宝贵的经历之一。同时，感谢赵雪峰副教授、李芦钰副教授及侯吉林讲师在课业上的答疑解惑。特别感谢本科及研究生期间内一直关心我的王吉忠副教授及郭莹副教授，你们对我的认可和理解是我不断进取的源动力。

感谢教研室的师兄姐妹，感谢三年同窗的知己好友，与你们一同度过人生中最宝贵的三年时光，是我的骄傲与荣幸。临别之计，祝愿大家能够在未来的生活中保持真我，经历风雨，收获彩虹。

感谢我的父母一直以来对我的支持与信赖，是你们给了我面对现实的勇气和忠于理想的翅膀。你们永远健康快乐是我最大的心愿。

最后，感谢国家重点基础研究发展计划(973 计划,项目编号:2011CB013705)对本文研究工作的支持。

大连理工大学学位论文版权使用授权书

本人完全了解学校有关学位论文知识产权的规定，在校攻读学位期间论文工作的知识产权属于大连理工大学，允许论文被查阅和借阅。学校有权保留论文并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，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。

学位论文题目：_____

作者签名：_____ 日期：_____年____月____日

导师签名：_____ 日期：_____年____月____日