

分类号: 0322

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120106



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 具有连接结构的输流管道
动力学建模及非线性行为研究

论 文 作 者 张互杰

校 内 导 师 唐冶 副教授

校 外 导 师 易昌 高级工程师

专业学位类别 机械

研究方向(领域) 机械系统动力学与控制

论文提交日期: 2024 年 5 月 29 日

分类号: O322

学校代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 2210120106

具有连接结构的输流管道

动力学建模及非线性行为研究

Dynamic Modeling and Nonlinear Analysis of Pipeline

Conveying Fluid with Jointed Structures

学生姓名: 张互杰

指导教师: 唐冶 (副教授)

校外导师: 易昌 (高级工程师)

专 业: 机械

研究方向: 机械系统动力学与控制

论文答辩时间: 2024 年 5 月 23 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，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及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：张互杰

日期：2024 年 5 月 29 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

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，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程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 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：张互杰

日期：2024 年 5 月 29 日

指导老师签名：唐治

日期：2024 年 5 月 29 日

具有连接结构的输流管道动力学建模及非线性行为研究

摘 要

连接结构遍及各类工程管道系统，而连接处的配合、阻尼等因素均会引起较为复杂的非线性现象，可能影响系统的稳定性和安全性。因此，研究连接结构对输流管道动力学特性的影响至关重要，为此，本文针对具有连接结构的输流管道，采用理论分析和有限元数值仿真相结合的方法，从线性连接结构到非线性连接结构、几何简单的连接结构到几何复杂的连接结构，再到内外流场耦合作用情形，研究输流管道系统的动力学建模，分析动力学及声辐射特性，具体研究内容包括：

1.提出了基于传递矩阵法的具有线性连接结构的输流管道振动特性分析方法。结合全局模态法，研究具有线性连接结构管道系统的振动特性，分析连接结构刚度及位置变化所引起的输流管道的固有频率和模态函数变化。研究结果表明：连接结构中扭转刚度和剪切刚度分别对高、低阶固有频率影响大，且都对低阶模态函数有显著的影响。

2.提出了一种具有非线性连接结构的输流管道的非线性动力学分析方法，考虑非线性弹性地基及边界连接结构的影响，利用哈密顿变分原理建立输流管道系统的非线性控制方程，并利用谐波平衡法结合 Runge-Kutta 数值方法对管道系统进行了非线性动力学响应求解，研究了连接结构中线性和非线性弹性地基、比例阻尼、非线性边界以

及外激励幅值对系统非线性动力学行为的影响。研究表明：弹性地基及边界中非线性刚度的增大会硬化系统幅频曲线的非线性特性。

3.研究了具有实际情况下的螺栓连接输流管道的动力学行为，利用有限元方法，分析重力对螺栓连接界面连接刚度对称性的影响，进而分析螺栓连接结构对系统振动特性和动力学响应的影响，明确螺栓连接结构和流固耦合对系统功率流之间的关系。研究表明：重力会使得管道系统 X、Y 方向上同阶模态函数和幅频曲线发生分离。

4.考虑外流场和内流耦合作用下，利用有限元软件，建立输流管道系统的仿真模型，并计算管道系统的振动响应，研究管道系统流固耦合强弱受管壁泊松比、厚径比等参数的影响，探究内外流体域内声压分布及外流体域声压级曲线变化趋势受浸没液体的方式和深度的影响。研究表明：相同浸没深度下不同参考点处声压级曲线变化趋势基本一致。

关键词：输流管道，连接结构，传递矩阵法，有限元分析，动力学行为

Dynamic Modeling and Nonlinear Analysis of Pipeline Conveying Fluid with Jointed Structures

ABSTRACT

The Jointed structure is ubiquitous in diverse engineering pipeline systems. Factors such as coordination and damping at the connection points can lead to intricate nonlinear phenomena, which have the potential to influence the stability and safety of the system. Hence, it is crucial to investigate the impact of the Jointed structure on the dynamic characteristics of fluid-conveying pipelines. This study centers on fluid-conveying pipelines with Jointed structures, employing a combined methodology of theoretical analysis and finite element numerical simulation. The research encompasses a wide spectrum of Jointed structures, spanning from linear to nonlinear and from geometrically simple to complex. The study also explores scenarios that consider the coupling effects of internal and external flow fields. The study aims to develop a model for the dynamics of fluid-conveying pipeline systems, analyze their dynamic and acoustic radiation characteristics, and

specifically investigate:

1. A method is presented for examining the vibration characteristics of fluid-conveying pipelines with linear connection structures based on the transfer matrix method. The vibration characteristics of pipeline systems with linear jointed structures are investigated by employing the global modal method for integration. The research examines alterations in the natural frequencies and modal functions of fluid-conveying pipelines resulting from changes in the stiffness and locations of the jointed structures. The research findings indicate that the torsional stiffness and shear stiffness in the jointed structure significantly influence both the high and low-order natural frequencies, thereby exerting a noticeable impact on the low-order modal functions.

2. A methodology was introduced for conducting nonlinear dynamic analysis of fluid-conveying pipelines that incorporate a nonlinear jointed structure. This method considers the impact of nonlinear elastic foundations and boundary jointed structures. The nonlinear control equations governing the pipeline system were derived through the application of the Hamilton variational principle. The nonlinear dynamic response of the pipeline system was subsequently resolved by employing the harmonic balance method in conjunction with the Runge-Kutta numerical technique. The study examined the impact of linear and nonlinear elastic foundations, proportional damping, nonlinear boundaries,

and external excitation amplitude on the nonlinear dynamic behavior of the system. The research findings indicate that augmenting the nonlinear stiffness of both the elastic foundation and boundary results in a stiffening effect on the nonlinear characteristics of the system's amplitude-frequency curve.

3. The research investigated the dynamic behavior of bolted joints in fluid-conveying pipeline systems under actual operating conditions. By employing the finite element method, the research analyzed the effect of gravity on the symmetry of bolt joint interface stiffness. Moreover, the implications of bolted joints on the vibration characteristics and dynamic responses of the system. The study aimed to elucidate the correlation between bolted jointed structures and fluid-structure coupling on the power flow within the system. The research findings indicate that the gravitational force plays a significant role in influencing the segregation of modal functions and amplitude-frequency curves along the X and Y axes of the pipeline system.

4. A simulation model of the fluid-conveying pipeline system was formulated by accounting for the coupling effect between the external flow field and internal flow, utilizing finite element software. The vibration response of the pipeline system was calculated to assess the impact of parameters, including the Poisson's ratio and the thickness-to-diameter ratio of the pipe wall, on the fluid-structure coupling strength. The study

also examined the impact of immersion depth and the characteristics of the immersing fluid on the distribution of sound pressure within the fluid domain, along with the patterns observed in the sound pressure level curve in the external fluid domain. The research findings indicate that the sound pressure level curve pattern remains consistent across different reference points for the same immersion depth.

Hujie Zhang (Mechanical Engineering)

Supervised by Prof.Ye Tang

KEY WORDS: Pipelines conveying fluid, Jointed structures, Transfer matrix method, Finite element analysis, Dynamic characteristics analysis

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题来源.....	1
1.2 研究背景.....	1
1.3 输流管道国内外研究现状.....	2
1.4 连接结构研究现状.....	5
1.5 声固耦合研究现状.....	7
1.6 论文研究意义及内容.....	8
1.7 本章小结.....	9
第 2 章 具有线性连接结构的输流管道振动特性分析.....	10
2.1 传递矩阵法理论推导.....	10
2.2 全局模态法理论推导.....	14
2.3 具有线性连接结构输流管道的振动特性.....	15
2.4 本章小结.....	22
第 3 章 具有非线性连接结构的输流管道动力学行为分析.....	23
3.1 具有非线性连接结构输流管道结构的解析模型.....	23
3.1.1 控制方程.....	23
3.1.2 模态正交性证明.....	25
3.1.3 模型降阶处理.....	26
3.2 具有非线性连接结构输流管道结构的动力学特性分析.....	27
3.2.1. 模型描述.....	27
3.2.2. 受迫振动分析.....	29
3.3 本章小结.....	45
第 4 章 具有螺栓连接结构输流管道动力学行为分析.....	46
4.1 无螺栓连接结构输流管道动力学特性分析.....	46
4.2 具有螺栓连接结构输流管道动力学特性分析.....	47
4.3 考虑流体的具有螺栓连接结构输流管道动力学特性分析.....	53
4.4 功率流分析.....	54
4.5 本章小结.....	56
第 5 章 具有外流体域输流管道流固耦合及声辐射特性分析.....	57
5.1 输流管道流固耦合特性分析.....	57
5.2 径向半浸没输流管道声压应力分布图.....	63

5.3	径向半浸没输流管道外流体域声压级曲线	65
5.4	轴向半浸没输流管道声压应力分布图	67
5.5	轴向半浸没输流管道外流体域声压级曲线	68
5.6	本章小结	69
第 6 章	总结与展望	70
6.1	总结	70
6.2	展望	71
参考文献		72
附录 1		78
攻读学位期间发表的学术成果情况		81
致谢		82

第 1 章 绪论

1.1 课题来源

本课题来源于国家自然科学基金项目（11902001）。

1.2 研究背景

输流管道通常被认为是具备输送流体能力的管状结构,在实际应用中输流管道不可避免地要面对复杂多变的工况条件,还需要满足每日渐增的动态优化、结构减振等实际工程需求,具有连接结构的输流管道就展现了重要的作用。输流管道连接结构作为工程的基础单元在航天工程、海底输油管道工程、生物工程、电力水电工程、石油能源等各大领域得到广泛应用,如海底输油工程的压力管道,石油工程中的输油管道,以及核能工程的热交换管道等^[1-5]。



图 1-1 工程管道常用的边界与结构连接方式

输流管道中存在的局部连接有可能造成管道结构的几何突变与非对称性,如多跨弹性支撑、阀门、减振器、法兰等多种附件连接,它们所组成的复杂边界条件会较大程度地影响管道连接结构的静、动力学特性。例如,输流管道的多跨弹性支撑通常会使得连接界面处出现难以预测的刚度变化。输流管道法兰连接处的松动也可能导致连接刚度变化进而影响输流管道的动力学特性,如激励响应变化、固有频率变化等。此外,管道与边界以及管道与管道之间的连接也是非线性、刚度损失等的客观来源。因此很多学者研究了连接结构对输流管道的影响,以了解具备连接结构的输流管道的动态特性。这些研究可为输流管道在工程应用中减少或避免因局部连接结构产生的有害振动提供参考^[6-8]。

具有连接结构的输流管道考虑了由多种附件组成的复杂边界连接结构和结构间连接结构，对建立更准确、更符合现实工程需要的模型具有重要的意义。

1.3 输流管道国内外研究现状

多年以来，输流管道作为工程实践中的基本组成部分，已在各个领域得到广泛应用和发展。为了研究输流管道的动力学特性和稳定性，国内外的研究人员已经进行了大量相关研究^[9-11]。根据控制激励形式的不同，输流管道的振动类型可以划分为自由振动、强迫振动、自激振动和参激振动，其中参激振动及其稳态响应引起了较多关注^[12]。在输流管道中，受液压泵自身性质的影响，流体往往呈现脉动流而不是理想的定常流。脉动流具有明显的周期性特征，当脉动流与管道发生耦合时，参数共振就会出现。EINajjar 和 Daneshmand^[13]采用 Galerkin 法对携带附加部件的悬臂输流管道的临界流速进行了分析，他们的研究表明，在特定位置添加弹簧和点质量可以显著增加悬臂管的临界流速，这取决于系统的质量比 β 。此外，Zhang 等^[14]利用移动参考系法对具有不同参数的两个横向振动圆柱体内部流体进行了数值研究。Zhou 等^[15]则基于非物质体积动力系统，推导出了强非线性控制方程。他们通过绝对节点坐标公式（ANCF）得到了微弯曲悬臂管的静（稳）平衡构型、稳定性和非线性动力学。数值结果表明，即使管道的初始几何缺陷非常小，管道的流致静态变形也可能非常大。微弯曲输送流体的管道的颤振失稳临界流速可能低于或高于直管，这主要取决于刚刚达到临界流速时的静力平衡结构。另外，还证明了微弯曲管道在静力平衡位置附近振荡，而不是在初始弯曲中心线附近振荡，并且在考虑广泛的系统参数范围时，首选的失稳后行为形式是周期运动。Chen^[16]解决了悬臂式管输送流体在瞬态载荷和任意初始条件下的受迫振动问题。他通过利用微分方程中控制运动和边界条件的线性算子及其伴随算子的特性来获得解答。Sazes 和 Shams^[17]在有无随机激励的情况下，对悬臂式输流管道进行了动力学分析，利用随机时程和概率密度函数研究了管道在颤振速度附近的随机行为。Mao 等^[18]研究了具有 3:1 内部共振的流体输送管道的受迫振动响应，并确定了跳跃和滞后现象的临界激励条件。而对于管道振动所引起的疲劳失效，Moussou^[19]提出了一种疲劳准则，用以评估细长管道振动引起的疲劳寿命。赵志贤等^[20]采用三阶剪切变形理论，结合有限元法研究了悬臂输流管道

的自由振动问题。利用虚功原理建立了输流管系统的有限元方程，同时将悬臂端弹性支承以势能的形式引入到系统方程中，求解了系统前三阶的复频率。分别探讨了流体速度和弹簧刚度对系统复频率实部和虚部的影响。

除线性动力学行为外，许多学者也对输流管道系统的非线性动力学行为进行了探究。王则等^[21]基于坐标变换法建立了超临界输流管道的运动方程，并使用 Galerkin 截断法将运动方程离散为非线性常微分方程。通过增量谐波平衡法求解系统具有 2:1 内共振时的非线性动力学响应，通过 Floquet 理论研究系统响应的稳定性和分岔行为，并使用数值积分法模拟了系统的拟周期响应。研究表明：当系统存在 2:1 内共振时，系统响应发生不对称的双跳跃现象；而且 2:1 内共振会导致能量在模态间相互转移，导致系统发生鞍结点分岔和 Hopf 分岔行为，引起系统响应的拟周期行为。周云龙等^[22]为了分析环状流液相介质的脉动对管道非线性振动的影响，建立了管道横向振动模型。模型方程利用 Galerkin 法进行离散，同时采用四阶 Runge-Kutta 迭代方法求解。分析了包括固有频率、临界气速、分岔、混沌等基本动力学特征。研究表明，表观液速增加不仅导致系统固有频率显著下降而且使得系统的临界气速下降。Kheiri^[23]运用 Halmiton 原理得出了开放系统的运动方程，并通过 Galerkin 法对偏微分方程进行离散，详细研究了系统具有强转动刚度或强平移刚度时的动力学行为。Cabrera-Miranda 和 Paik^[24]利用欧拉-伯努利梁模型和单位长度质量时空变化的稳态活塞流模型推导出系统的控制方程，运用 Runge-Kutta 有限差分法对钢制惰性波立管进行了非线性平面振动分析，并构建了有效张力、曲率、使用系数和疲劳损伤的频率响应曲线。Zhou 等^[25]基于 Hamilton 原理引入了管道系统的非线性耦合控制方程，并采用 Galerkin 法将其离散为一组耦合常微分方程。通过四阶 Runge-Kutta 法求解方程，研究了轴向激励下输流管道的非线性受迫振动。Chen 等^[26]构建了一种具有任意初始构型的流体输送柔性管道的几何精确模型。通过与基于绝对节点坐标公式 (ANCF) 的计算结果进行对比，验证了新理论模型和所采用的数值算法的准确性。在此基础上，系统研究了半圆管的静态变形、稳定性和非线性振动。Zhang^[27]基于 Hamilton 原理建立了脉动流体悬臂输送管的非线性运动控制方程。运用多尺度法和 Galerkin 法对悬臂输送管的偏微分运动控制方程进行求解，得到了主参数共振-1/2 次谐波共振和 1:2 内共振情况下的四维平均方程。全局动力学分析表

明在平均方程的摄动相空间中存在多脉冲跳跃轨道。基于平均方程的数值模拟揭示了悬臂管的混沌运动和多脉冲轨道。Rong 等^[28]采用绝对节点坐标 (ANC) 公式和传递矩阵法 (TMM)，在大变形管道输送流体的非线性动力学分析中应用了一种新颖高效的 Riccati 绝对节点坐标-传递矩阵法，通过对悬臂管道输送流体进行说明性对比仿真，分析了其临界流体速度及其他非线性动力学行为。Tan 等^[29]运用广义 Hamilton 原理建立了耦合振动的非线性 Timoshenko 模型来描述输流管道的耦合振动行为，与横向振动的 Euler-Bernoulli 耦合模型和 Timoshenko 模型在适用范围和精度上有所差异。基于时间历程，采用离散傅里叶变换方法得到非线性频率，并深入研究了粘弹性管道的强迫振动幅频曲线。通过和其他三种模型的比较验证了 Timoshenko 耦合管模型的必要性。结果表明在流速或初始振幅较大时，非线性系数对非线性频率有较大影响，而在初始振幅较小时，剪切系数对非线性频率影响显著。Panda 等^[30]采用多尺度法研究了脉动流体输送管道在存在内共振时主参数共振作用下的非线性平面振动问题，对一阶主参数共振的振幅和相位调制的一阶常微分方程进行了数值分析，研究了管道的稳定性、分岔和响应特性。Panda 等^[31]研究了具有内部共振管道在组合和主参数共振作用下的非线性动力学，并通过多尺度方法分析了非线性积分-偏微分-微分方程以及相关边界条件。在 1:1 共振区间附近的研究中，McDonald 和 Sri^[32]则分析了相应的管道动力学。

同时，在工程实际中一般都会考虑管道所具有的非常大的长细比，从而使得重力对管道的影响不可忽视，因此管道之间及管道自身都需要支承。当支承较多时就是多跨度管道。Deng 等^[33]采用动态刚度法研究了多跨度粘弹性功能梯度材料输流管道的动力学行为，通过数值方法研究了体积分数指数、流体速度、内压和内部阻尼对流体输送功能级配材料管道稳定性和频率响应的影响，研究发现，与铝管和钢管相比，粘弹性功能梯度材料管道表现出一些特殊的动态行为，可以显著提高稳定性。数值计算结果还表明，通过设计体积分数函数，可以很容易地调制管道系统的刚度。赵瑞等^[34]针对海底输流管道中多将管土段简化为固支或简支边界，采用三种更复杂的土体模型研究不同管土作用对多跨管道涡激振动特性的影响，采用尾流振子模型模拟流固耦合以建立流-固-土多场耦合的悬跨管道涡激振动模型，分析其管道动力学规律。研究结果表明：不同管土模型对管道振

动会有不同程度的影响，且管土非线性作用会显著制约管道的振动特征。Koo 和 Park^[35]利用波方法对波阻滞和波传播带的周期性在输流管道中的适用性进行了研究，结果表明：在已知载荷主要频率范围的情况下，通过调整周期性支撑可以有效地减少管道的振动。Li 等^[36]对非均匀多跨输油管道的参数模态特性进行研究，提出一种新的改进的集总质量传递矩阵法推导系统的控制方程，对影响模态特性的综合因素的一般情况进行讨论。结果表明：旋转惯量和集中质量对不同阶振型有影响；在不同基础参数下，振型差异显著，节点位置变化不大。

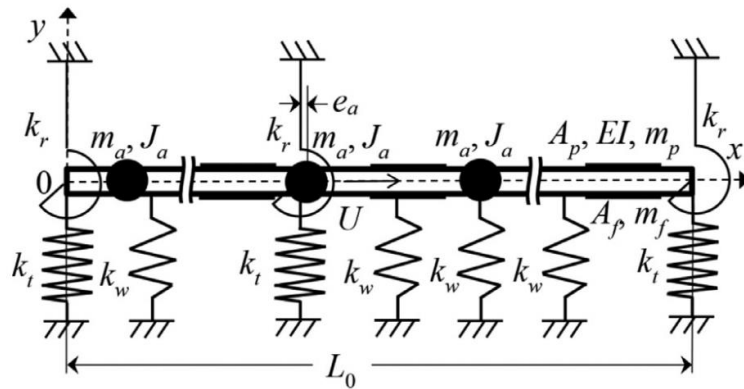


图 1-2 基于 Winkler 弹性地基非均匀输油管道示意图^[36]

1.4 连接结构研究现状

近年来，连接结构因其应用灵活性、广泛性及复杂性而激发了大量学者的研究热情。连接结构的建模、动力学行为分析及控制是研究的主要方向。建立准确的动力学模型是探索连接结构作用原理和动力学控制的研究基础。

焊接、铰接、螺栓连接等都是工程系统中常见的结构连接方法。沈烈^[37]通过实验研究的方式，分析了输流管道焊接区域的结构和力学特性。李志强等^[38]将计算模态和实验模态进行结合，进而分析焊接管路结构的动力学特性。徐妍等^[39]通过运动学建模和实验研究的方法，对多段铰接式管道力学特性进行研究。刘辉^[40]通过动力学分析和有限元仿真，研究了多段铰接式输流管道的动力学特性。潘嘉诚等^[41]基于弹性薄壳理论和 Couchaux 改进梁理论建立了柱壳结构螺栓法兰连接理论模型，研究了此结构的刚度非线性变化。于煜斌等^[42]通过无量纲刚度比和中空圆锥等效模型以及有限元方法，对螺栓法兰连接结构进行建模并对螺栓非线性

刚度进行敏感度分析。Semke 等^[43]通过实验和有限元方法，研究了螺栓法兰管道系统的动态结构响应。Luan 等^[44]通过考虑双线性刚度的非线性动力学建模方法对带螺栓法兰连接管道进行建模，并通过动力学实验和有限元仿真观察到其横向与纵向振动耦合的动态行为。

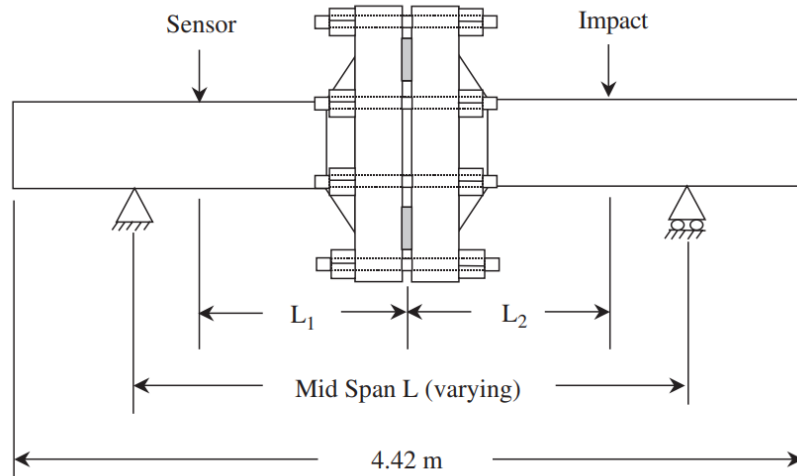


图 1-3 螺栓法兰连接管道及其传感器、装载点和支撑点的位置示意图^[43]

上述文献中的连接结构通常指结构内部的自连接，而结构与边界间的连接属于广义连接。广义连接包含多种连接属性，如自由边界、弹性连接等。弹性地基属于生活和工程领域中常见的弹性连接。Ozturk 和 Coskun^[45]通过使用数值方法，获得了三种支撑条件下弹性地基梁自由振动的解析解。Chaabane^[46]通过双曲剪切变形理论，研究了在简单支撑下并位于弹性地基（Winkler-Pasternak 型）上的功能梯度梁的静、动力学行为。Adair^[47]通过 Adomian 修正分解法，得到了基于 Winkler 型单参数弹性地基的各种端部约束的轴向载荷 Euler-Bernoulli 梁大振幅自由横向振动的解析解。Doeva 等^[48]通过虚功原理，提出基于两参数弹性地基针对各种类型的载荷和边界条件的具有耦合特性的组合梁弯曲挠度的精确解。Xu 等^[49]通过能量法结合 Rayleigh-Ritz 法，对具有任意边界和非均质弹性地基的轴向载荷梁的弯曲振动及其功率流进行了分析。李云东等^[50]应用数值方法研究非线性地基—内激励输流管道中相关参数对系统非线性动力学行为的影响。方孟孟和郭长青^[51]采用 Galerkin 法研究了双参数非线性 Pasternak 型弹性地基上输流管道的非线性动力响应。Javani 等^[52]通过广义微分正交法，建立了基于三参数非线性弹性地基的功能梯度板的运动方程并研究了其非线性自由振动行为。

Alimoradzach 等^[53]采用 Halmiton 原理和 Galerkin 法, 推导非线性地基上轴向功能梯度梁的运动方程, 并研究相关参数对结构的非线性动力学行为的影响。Zhu 等^[54]通过 Halmiton 原理和变分迭代法, 对非线性弹性地基上多孔功能梯度输流管道的建模和非线性自由振动以及受迫振动进行研究。Wang 等^[55]利用 Halmiton 原理和多尺度法, 建立非弹性地基上输流管道的建模并研究系统减振器对内部共振的抑制效果。

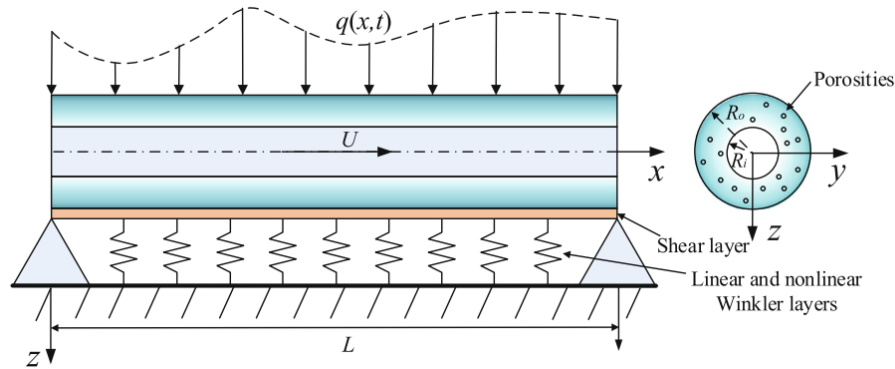


图 1-4 谐波激励下位于线性和非线性 Winkler 弹性地基上的 FGM 管道示意图^[54]

为满足日益增长的科技发展和工程实际需要, 越来越多的学者将注意力转移到复杂边界条件上。通常在实际工程中, 钳具、阀门、法兰、吸振器等附件组成了复杂边界条件, 使用平移弹簧和旋转弹簧以及平移阻尼器和旋转阻尼器并调整其刚度和阻尼参数来模拟现实附件, 以求最大限度地接近真实边界条件。顾业清^[56]使用改进的傅里叶级数方法对任意复杂边界条件下变厚度圆板进行振动特性研究。Ziyuan 等^[57]基于瑞利-里兹法研究了热环境下以三组线性弹簧和一组旋转弹簧组成的复杂边界条件下环形板的动力学特性。唐治等^[58]利用 Halmiton 原理和微分求积法对复杂边界条件下三维功能梯度输流管道进行了固有频率灵敏度分析和临界流速研究。Liu 等^[59]提出一种结合频谱分析法和传递矩阵法的方法来获取复杂边界条件下多跨输流管道的固有频率和瞬态响应。Wang 等^[60]基于传递矩阵法推导了多跨输流管道对复杂边界条件的灵敏度分析。

1.5 声固耦合研究现状

声固耦合是输流管道中管道与流体相互作用的理论基础之一, 运用波传播方法求解输流管道的振声特性, 同时还简化了管道与流体相互作用中存在的流固耦

合项与附加质量与阻尼，得到了诸多学者的应用。

余建星等^[61]采用 Love-Timoshenko 理论和 Helmholtz 方程建立了轴力和水压作用下原油-管道-海水耦合模型，计算了深水输液管道壳振动周向模态的固有频率。通过耦合模型参数影响分析，发现边界条件和长径比对高周向模态频率影响较小，而对低周向模态频率影响较大，特别是基频，结果表明：轴向拉力会小幅降低管道固有频率，进而小幅降低管道弹性失稳临界压力，水压会大幅降低管道固有频率，甚至引发结构失稳。黎亚军等^[62]建立了末端带有弹性障板的有限长直管道，分析了声激励下管与流体、弹性板、以及管板整体与流体三种耦合工况下管口声能量响应以及声阻抗的变化，结果表明：声激励下，耦合系统辐射声能量在大部分频段内以管口流体声占主导，末端弹性障板的存在会显著影响管口的辐射声功率响应，特别是板的周向对称模态对声功率响应的峰谷影响很大，而管与管内流体的耦合使得弹性障板低频段辐射声功率有一定提升。

1.6 论文研究意义及内容

目前关于连接结构作用下输流管道非线性振动特性的研究较少，针对线性和非线性连接结构动力学建模问题，采用数值理论与商业有限元软件相结合的方法，从几何简单的复杂边界输流管道到几何复杂的具有螺栓连接结构输流管道，进行动力学建模与特性与声固耦合特性分析，为工程中输流管道的应用提供研究意义。

第一章，绪论。阐述本文研究背景和意义，叙述了输流管道的用途和连接结构的研究意义以及声固耦合的发展现状，并对主要研究内容进行概述。

第二章，具有线性连接结构的输流管道振动特性分析。基于欧拉-伯努利梁理论，提出一种基于传递矩阵法求取具有线性剪切弹簧和扭转弹簧连接结构管道的固有频率和模态振型的方法，利用全局模态法对其准确性进行验证，分析连接结构刚度及位置变化等参数对输流管道振动特性的影响，为工程中连接结构的安装和调整提供研究意义。

第三章，具有非线性连接结构的输流管道动力学行为分析。考虑非线性弹性地基和非线性边界连接结构，结合欧拉-伯努利梁理论，利用哈密顿变分原理建立具有连接结构的输流管道的非线性动力学控制方程，利用 Galerkin 截断法和二阶龙格-库塔法对非线性动力学控制方程进行降阶处理和非线性响应分析，为输

流管道工程应用提供研究意义。

第四章，具有螺栓连接结构输流管道动力学行为分析。针对具有螺栓连接结构输流管道，基于声固耦合并利用有限元法建立模型，分析不同重力方向作用下螺栓连接结构对输流管道各阶弯曲频率、幅频曲线以及功率流传递的影响，为螺栓连接结构在管道工程中的应用提供研究意义。

第五章，具有内外流体域输流管道流固耦合特性及声辐射特性分析。针对流-固体相互作用的输流管道，利用有限元法建立输流管道声固耦合模型，分析泊松比、厚径比对流固耦合特性的影响；考虑不同浸没方式和深度下输流管道外流体域声压分布状态并对管道进行频域分析进而分析外流体域声压级变化，为工程管道在外流体域中的应用提供研究意义。

第六章，总结与展望。对全文的内容进行总结，指出本文存在的不足，并对仍需进一步探究的方向进行展望。

1.7 本章小结

本章阐述了输流管道和连接结构的研究背景以及研究意义，并介绍了相关学者的研究方法。总结了本文的创新之处与主要研究内容，对全文的框架做了筹划与构想。

第 2 章 具有线性连接结构的输流管道振动特性分析

本章首先介绍了管道的物理模型以及约束条件，根据欧拉-伯努利理论，利用传递矩阵法和全局模态法构建了具有线性剪切弹簧和扭转弹簧连接结构输流管道的振动特性数学模型，获取固有频率和模态函数，为后续进一步分析做准备。

2.1 传递矩阵法理论推导

根据欧拉-伯努利梁理论，推导如图 2-1 所示具有线性剪切弹簧和扭转弹簧连接结构管道的控制方程，形式如下：

$$-\mu \ddot{v}(x, t) + EI v''''(x, t) = 0 \quad (2-1)$$

其中， EI 表示抗弯截面系数， μ 表示管道的线密度， v 表示挠度， $\dot{v}$ 表示对 t 求导， v' 表示对 x 求导。

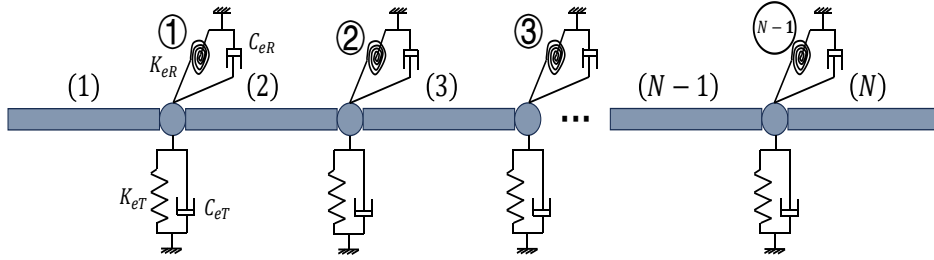


图 2-1 管道的离散化处理和等效边界条件

考虑式(1)具有简谐解形式，

$$v(x, t) = Ae^{i(\omega t + kx)} \quad (2-2)$$

其中 ω 表示圆频率， k 表示波数， A 表示对应波数下的振幅。将式(2-2)代回式(2-1)可得色散方程。

$$EI k^4 - \mu \omega^2 = 0 \quad (2-3)$$

在复空间，式(2-3)有 4 个解，分别为记为 k_1, k_2, k_3, k_4 。

又根据欧拉-伯努利梁理论，其挠度 v ，转角 θ ，弯矩 M 和剪力 Q 存在下列关系：

$$EI v'''(x, t) = EI \theta''(x, t) = M'(x, t) = Q(x, t) \quad (2-4)$$

联立式(2-2)和式(2-4)得：

$$\begin{cases} v(x,t) = \sum_{j=1}^4 A_j e^{i(\omega t + k_j x)} & ; \quad M(x,t) = -EI \sum_{j=1}^4 A_j k_j^2 e^{i(\omega t + k_j x)} \\ \theta(x,t) = i \sum_{j=1}^4 A_j k_j e^{i(\omega t + k_j x)} & ; \quad Q(x,t) = -EI \sum_{j=1}^4 A_j k_j^3 e^{i(\omega t + k_j x)} \end{cases} \quad (2-5)$$

使用传递矩阵法计算管道的动力学响应时，首先将管道离散化，如图 2-1 所示。其中管道单元的力-位移关系符合式(2-4)、式(2-5)描述，而等效边界条件将施加在节点上，对于第任意节点的左右两边单元，根据位移连续性关系有：

$$\begin{cases} v_\eta^n(x_\eta, t) = v_\eta^{n+1}(x_\eta, t) \\ \theta_\eta^n(x_\eta, t) = \theta_\eta^{n+1}(x_\eta, t) \end{cases} \quad (2-6)$$

其中符号 n 代表管道单元标号，符号 η 为节点标号。因为节点处边界力的作用，其节点两边管道单元的力方程具有传递关系：

$$\begin{cases} M_\eta^n(x_\eta, t) + K_{eR} \theta(x_\eta, t) + i\omega C_{eR} \theta(x_\eta, t) = M_\eta^{n+1}(x_\eta, t) \\ Q_\eta^n(x_\eta, t) + K_{eT} \theta(x_\eta, t) + i\omega C_{eT} \theta(x_\eta, t) = Q_\eta^{n+1}(x_\eta, t) \end{cases} \quad (2-7)$$

并联式(2-5)，(2-6)，(2-7)可得力-位移传递关系：

$$\mathbf{H}_\eta^n \mathbf{A}^n = \mathbf{K}_\eta^{(n+1)} \mathbf{A}^{(n+1)} \quad (2-8)$$

其中， $\mathbf{A}^n = [A_1^n, A_2^n, A_3^n, A_4^n]^T$ ，表示式(2-5)中对应波数管道的振幅系数， $\mathbf{H}$ ， $\mathbf{K}$ 是单元传递矩阵，其表达式为：

$$\mathbf{H}_\eta^n = \begin{bmatrix} e^{ik_1^n x_\eta} & e^{ik_2^n x_\eta} & \dots & e^{ik_4^n x_\eta} \\ ik_1^n e^{ik_1^n x_\eta} & ik_2^n e^{ik_2^n x_\eta} & \dots & ik_4^n e^{ik_4^n x_\eta} \\ -EI_n (k_1^n)^2 e^{ik_1^n x_\eta} + (K_{eR}^\eta + i\omega C_{eR}^\eta) ik_1^n e^{ik_1^n x_\eta} & \gamma_1 & \dots & \gamma_2 \\ -iEI_n (k_1^n)^3 e^{ik_1^n x_\eta} + (K_{eT}^\eta + i\omega C_{eT}^\eta) e^{ik_1^n x_\eta} & \Gamma_1 & \dots & \Gamma_2 \end{bmatrix} \quad (2-9)$$

其中，

$$\gamma_1 = -EI_n (k_2^n)^2 e^{ik_2^n x_\eta} + (K_{eR}^\eta + i\omega C_{eR}^\eta) ik_2^n e^{ik_2^n x_\eta} \quad \gamma_2 = -EI_n (k_4^n)^2 e^{ik_4^n x_\eta} + (K_{eR}^\eta + i\omega C_{eR}^\eta) ik_4^n e^{ik_4^n x_\eta}$$

$$\Gamma_1 = -iEI_n (k_2^n)^3 e^{ik_2^n x_\eta} + (K_{eT}^\eta + i\omega C_{eT}^\eta) e^{ik_2^n x_\eta} \quad \Gamma_2 = -iEI_n (k_4^n)^3 e^{ik_4^n x_\eta} + (K_{eT}^\eta + i\omega C_{eT}^\eta) e^{ik_4^n x_\eta}$$

$$\mathbf{K}_\eta^n = \begin{bmatrix} e^{ik_1^n x_\eta} & e^{ik_2^n x_\eta} & \dots & e^{ik_4^n x_\eta} \\ ik_1^n e^{ik_1^n x_\eta} & ik_2^n e^{ik_2^n x_\eta} & \dots & ik_4^n e^{ik_4^n x_\eta} \\ -EI_n (k_1^n)^2 e^{ik_1^n x_\eta} & -EI_n (k_2^n)^2 e^{ik_2^n x_\eta} & \dots & -EI_n (k_4^n)^2 e^{ik_4^n x_\eta} \\ -iEI_n (k_1^n)^3 e^{ik_1^n x_\eta} & -iEI_n (k_2^n)^3 e^{ik_2^n x_\eta} & \dots & -iEI_n (k_4^n)^3 e^{ik_4^n x_\eta} \end{bmatrix} \quad (2-10)$$

其中 K_{eT}^η , C_{eT}^η , K_{eR}^η , C_{eR}^η 分别为边界等效剪切力弹簧、剪切力阻尼、扭转弹簧和扭转阻尼系数, x_η 为第 η 节点坐标。将式(2-8)中 n 的从 1 取到 N , 对应的 η 为 1 到 $N-1$, 并联立, 可得全局传递关系:

$$\mathbf{A}^N = \mathbf{T}_v \mathbf{A}^1 \quad (2-11)$$

其中,

$$\mathbf{T}_v = \left[\prod_{n=N-1}^1 (\mathbf{K}_n^{n+1})^{-1} \mathbf{H}_n^n \right] \quad (2-12)$$

考虑到左、右边界的约束亦可等效为图 2.1 所示的边界条件, 有左边界和右边界:

$$\begin{cases} M_\eta^n(0, t) = K_{eR}^\eta \theta(x_\eta, t) + i\omega C_{eR}^\eta \theta(x_\eta, t) \\ Q_\eta^n(0, t) = K_{eT}^\eta v(x_\eta, t) + i\omega C_{eT}^\eta v(x_\eta, t) \end{cases} \quad (2-13)$$

$$\begin{cases} M_\eta^n(L, t) = -K_{eR}^\eta \theta(x_\eta, t) + i\omega C_{eR}^\eta \theta(x_\eta, t) \\ Q_\eta^n(L, t) = -K_{eT}^\eta v(x_\eta, t) + i\omega C_{eT}^\eta v(x_\eta, t) \end{cases} \quad (2-14)$$

其中 L 为管道右边界坐标, 联立式(2-5)、(2-13)和(2-14), 可得:

$$\begin{cases} \mathbf{K}_0^1 \mathbf{A}^1 = 0 \\ \mathbf{H}_N^N \mathbf{A}^N = 0 \end{cases} \quad (2-15)$$

其中 $\mathbf{K}_0^1$ 与 $\mathbf{H}_N^N$ 均为 2×4 的矩阵, 其表达式分别为:

$$\mathbf{K}_0^1 = \begin{bmatrix} \varsigma_1 & \varsigma_3 & \cdots & \varsigma_5 \\ \varsigma_2 & \varsigma_4 & \cdots & \varsigma_6 \end{bmatrix} \quad (2-16)$$

其中,

$$\begin{aligned} \varsigma_1 &= -EI_n (k_1^1)^2 e^{ik_1^1 x_\eta} + (K_{eR}^\eta + i\omega C_{eR}^\eta) ik_1^1 & \varsigma_2 &= -EI_n (k_1^1)^3 e^{ik_1^1 x_\eta} + (K_{eT}^\eta + i\omega C_{eT}^\eta) \\ \varsigma_3 &= -EI_n (k_2^1)^2 e^{ik_2^1 x_\eta} + (K_{eR}^\eta + i\omega C_{eR}^\eta) ik_2^1 & \varsigma_4 &= -EI_n (k_2^1)^3 e^{ik_2^1 x_\eta} + (K_{eT}^\eta + i\omega C_{eT}^\eta) \\ \varsigma_5 &= -EI_n (k_4^1)^2 e^{ik_4^1 x_\eta} + (K_{eR}^\eta + i\omega C_{eR}^\eta) ik_4^1 & \varsigma_6 &= -EI_n (k_4^1)^3 e^{ik_4^1 x_\eta} + (K_{eT}^\eta + i\omega C_{eT}^\eta) \\ \mathbf{H}_N^N &= \begin{bmatrix} -EI_n (k_1^N)^2 e^{ik_1^N L} + (K_{eR}^N + i\omega C_{eR}^N) ik_1^N e^{ik_1^N L} & \ell_1 & \cdots & \ell_3 \\ -EI_n (k_1^N)^3 e^{ik_1^N L} + (K_{eT}^N + i\omega C_{eT}^N) ik_1^N e^{ik_1^N L} & \ell_2 & \cdots & \ell_4 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2-17)$$

其中,

$$\ell_1 = -EI_n (k_2^N)^2 e^{ik_2^N L} + (K_{eR}^N + i\omega C_{eR}^N) ik_2^N e^{ik_2^N L} \quad \ell_2 = -EI_n (k_2^N)^3 e^{ik_2^N L} + (K_{eT}^N + i\omega C_{eT}^N) ik_2^N e^{ik_2^N L}$$

$$\ell_3 = -EI_n(k_4^N)^2 e^{ik_4^N L} + (K_{eR}^N + i\omega C_{eR}^N) ik_4^N e^{ik_4^N L} \quad \ell_4 = -EI_n(k_4^N)^3 e^{ik_4^N L} + (K_{eR}^N + i\omega C_{eR}^N) ik_4^N e^{ik_4^N L}$$

联立式(2-11)、(2-15)可得：

$$\begin{cases} \mathbf{K}_0^1 \mathbf{A}^1 = 0 \\ \mathbf{H}_N^N \mathbf{T}_v \mathbf{A}^1 = 0 \end{cases} \quad (2-18)$$

将式(2-15)改写为矩阵运算形式：

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_0^1 \\ \mathbf{H}_N^N \mathbf{T}_v \end{bmatrix} \mathbf{A}^1 = 0 \quad (2-19)$$

在求解系统固有频率时，要求式(2-18)具有非 0 解，其充要条件为：

$$\det \begin{bmatrix} \mathbf{K}_0^1 \\ \mathbf{H}_N^N \mathbf{T}_v \end{bmatrix} = 0 \quad (2-20)$$

考虑外界激励力 $\mathbf{F}_\eta = [0, 0, M_e, Q_e]^T$ 作用在第 η 个节点上，其力传递关系为：

$$\begin{cases} M_\eta^{n+1}(x_\eta, t) - M_e = M_\eta^n(x_\eta, t) \\ Q_\eta^{n+1}(x_\eta, t) - Q_e = Q_\eta^n(x_\eta, t) \end{cases} \quad (2-21)$$

结合式(2-5)，(2-8)和(2-21)中的传递关系可改写为矩阵形式：

$$\mathbf{H}_\eta^{n+1} \mathbf{A}^{n+1} - \mathbf{F}_\eta = \mathbf{H}_\eta^n \mathbf{A}^n \quad (2-22)$$

改写式(2-21)为：

$$\mathbf{A}^{n+1} = (\mathbf{H}_\eta^{n+1})^{-1} \mathbf{H}_\eta^n \mathbf{A}^n + (\mathbf{H}_\eta^{n+1})^{-1} \mathbf{F}_\eta \quad (2-23)$$

那么在考虑节点外界力情况下的全局传递关系可由式(2-11)改写为：

$$\mathbf{A}^N = \left[\prod_{n=N-1}^1 (\mathbf{K}_n^{n+1})^{-1} \mathbf{H}_n^n \right] \mathbf{A}^1 + \left[\prod_{n=N-1-\eta}^1 (\mathbf{K}_n^{n+1})^{-1} \mathbf{H}_n^n \right] (\mathbf{H}_\eta^{n+1})^{-1} \mathbf{F}_\eta \quad (2-24)$$

令：

$$\mathbf{D}_\eta = \left[\prod_{n=N-1-\eta}^1 (\mathbf{K}_n^{n+1})^{-1} \mathbf{H}_n^n \right] (\mathbf{H}_\eta^{n+1})^{-1} \quad (2-25)$$

式(2-24)可写为：

$$\mathbf{A}^N = \mathbf{T}_v \mathbf{A}^1 + \mathbf{D}_\eta \mathbf{F}_\eta \quad (2-26)$$

联立式(2-15)，(2-26)可得：

$$\mathbf{A}^1 = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_0^1 \\ \mathbf{H}_N^N \mathbf{T}_v \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{2 \times 1} \\ -\mathbf{H}_N^N \mathbf{D}_\eta \mathbf{F}_\eta \end{bmatrix} \quad (2-27)$$

综合考虑式(2-11)、(2-22)、(2-23)、(2-24)与(2-27)可得第 m 节点的广义力-位移表达式:

$$\begin{bmatrix} v_m \\ \theta_m \\ M_m \\ Q_m \end{bmatrix} = \begin{cases} \mathbf{K}_\eta^n \left[\prod_{n=N-1}^1 (\mathbf{K}_n^{n+1})^{-1} \mathbf{H}_n^n \right] \mathbf{A}^1, m < \eta \\ \mathbf{K}_\eta^n \left\{ \left[\prod_{n=N-1}^1 (\mathbf{K}_n^{n+1})^{-1} \mathbf{H}_n^n \right] \mathbf{A}^1 + \left[\prod_{n=N-1-\eta}^1 (\mathbf{K}_n^{n+1})^{-1} \mathbf{H}_n^n \right] (\mathbf{H}_\eta^{\eta+1})^{-1} \mathbf{F}_\eta \right\}, m \geq \eta \end{cases} \quad (2-28)$$

2.2 全局模态法理论推导

管道总长 L , 根据弹性地基位置将管道结构分为 n 段, 定义第 r 个管道段长度为 L_r 。根据欧拉伯努利梁理论, 推导出第 r 个管道段的控制方程, 如下:

$$-\mu \ddot{v}_r(x_r, t) + EI v_r''''(x_r, t) = 0 \quad (2-29)$$

其中 $r=1,2,3,\dots,n$, EI 表示抗弯截面系数, μ 表示管道的线密度, $v_r(x_r, t)$ 表示各子管道结构横向总位移。

悬臂管道结构中两个相邻子管道段之间的位移协调和力平衡条件以及边界条件表示为:

$$v_r(L_r, t) = v_{r+1}(0, t) \quad (2-30)$$

$$v_r'(L_r, t) = v_{r+1}'(0, t) \quad (2-31)$$

$$EI v_r''(L_r, t) = EI v_{r+1}''(0, t) \quad (2-32)$$

$$EI v_r'''(L_r, t) = EI v_{r+1}'''(0, t) + K_L v_{r+1}(0, t) + K_T v_{r+1}'(0, t) \quad (2-33)$$

$$v_1(0, t) = 0; v_1'(0, t) = 0 \quad (2-34)$$

$$v_n''(L_n, t) = 0; v_n'''(L_n, t) = 0 \quad (2-35)$$

其中, K_L 和 K_T 分别表示弹性地基线性弹簧刚度和扭转弹簧刚度。各管道段的自由振动方程解假设为:

$$v_r(x_r, t) = s_r(x_r) e^{j\omega t} \quad (2-36)$$

其中, $s_r(x_r)$ 是第 r 个管道段的全局模态。将式(1-8)代入到式(1-1), 得到:

$$-\omega^2 \mu s_r(x_r) + EI s_r''''(x_r) = 0 \quad (2-37)$$

上式通解形式如下:

$$s_r(x_r) = B_r \cos(\beta_L x_r) + C_r \sin(\beta_L x_r) + D_r \cosh(\beta_L x_r) + G_r \sinh(\beta_L x_r) \quad (2-38)$$

其中, B_r, C_r, D_r, G_r 是模态函数的待定系数, $\beta_L = \sqrt[4]{\omega^2 \mu / EI}$ 。将式(2-38)代入到式(2-30)-(2-35), 从而推导出以下方程:

$$P(\omega) [\Psi_1 \Psi_2 \cdots \Psi_n]^T = 0 \quad (2-39)$$

$\Psi_r = [B_r \ C_r \ D_r \ G_r]$ 表示各管道段模态函数的待定系数, 而上式有解的条件为特征多项式 $|P(\omega)| = 0$, 将其正根升序排列得到 $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \dots$, 即为具有弹性地基的悬臂管道结构的固有频率。通过上式可得到系统固有频率 ω_k 对应的特征向量 $\Psi^{(k)}$, 其中 $k=1,2,3,4$ 。后通过式(2-38)得到系统的第 k 阶模态函数。

2.3 具有线性连接结构输流管道的振动特性

为了验证所提出的方法适用于具有线性剪切弹簧和扭转弹簧连接结构管道振动特性的求解, 管道物理参数如表 2-1 所示, 模型示意图如图 2-2 所示,

表 2-1 具有线性剪切弹簧和扭转弹簧连接结构管道结构物理参数

参数	符号 (单位)	值
管道总长	L (m)	0.45
子管道段长	$L1=L2=L3$ (m)	0.15
杨氏模量	E (GPa)	8.5×10^8
管道外直径	D (m)	0.20
管道内直径	d (m)	0.16
管道面质量	μ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$)	0.1040
管道截面惯性矩	I (m^4)	4.637×10^{-9}

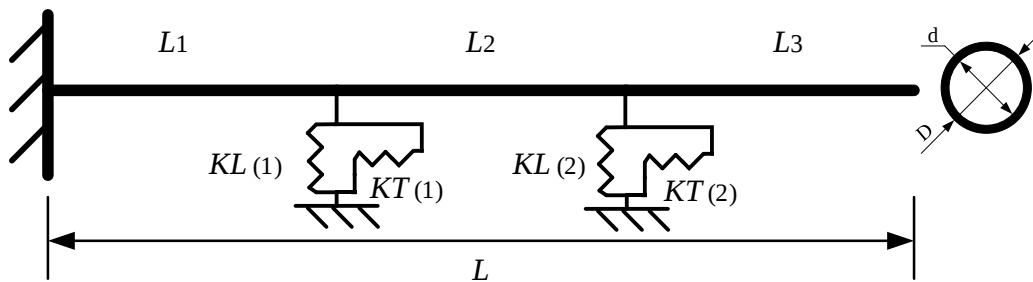
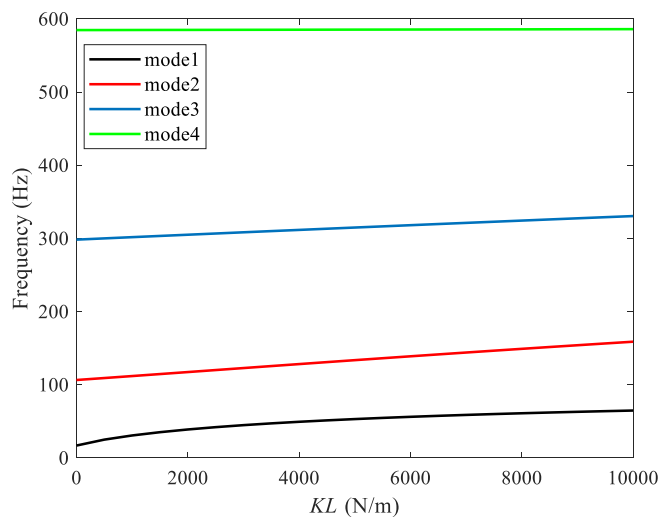
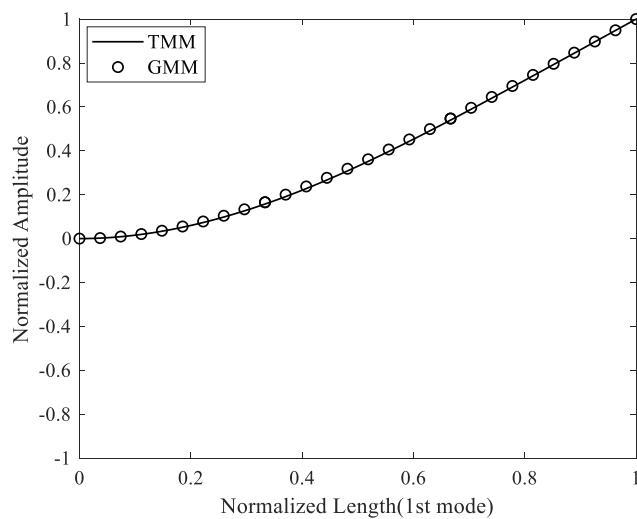


图 2-2 具有线性连接结构的悬臂管道示意图

图 2-3 $KT=0$ N/m 时管道前四阶固有频率受 KL 的影响

由图 2-3 中看出，管道前四阶固有频率随着剪切弹性刚度的增大而出现增大趋势。在剪切刚度较小时有趋势较为明显，同时，低阶模态的变化显著于高阶模态。说明对于该管道系统的横向振动而言，剪切刚度对固有频率有重要的影响。为了提高该系统的固有频率，应该适当地提高剪切弹性刚度。

图 2-4 $KT=0$ N/m, $KL=0$ 时管道第一阶模态函数

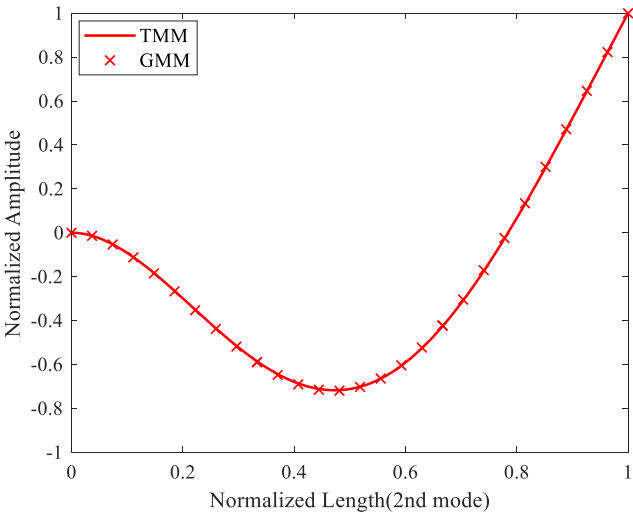


图 2-5 $KT=0$ N/m, $KL=0$ 时管道第二阶模态函数

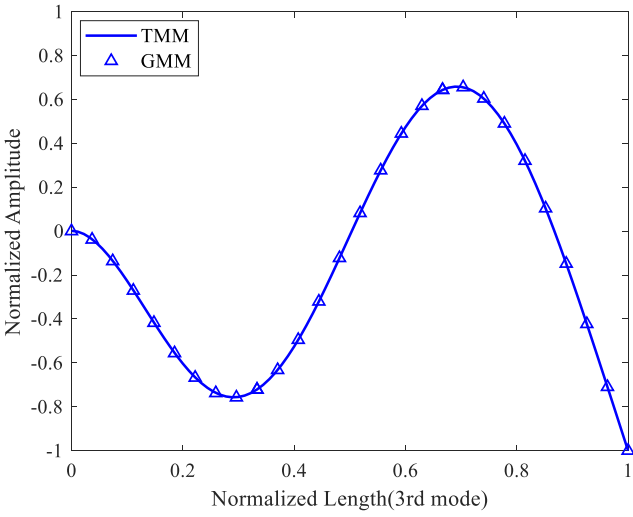


图 2-6 $KT=0$ N/m, $KL=0$ 时管道第三阶模态函数

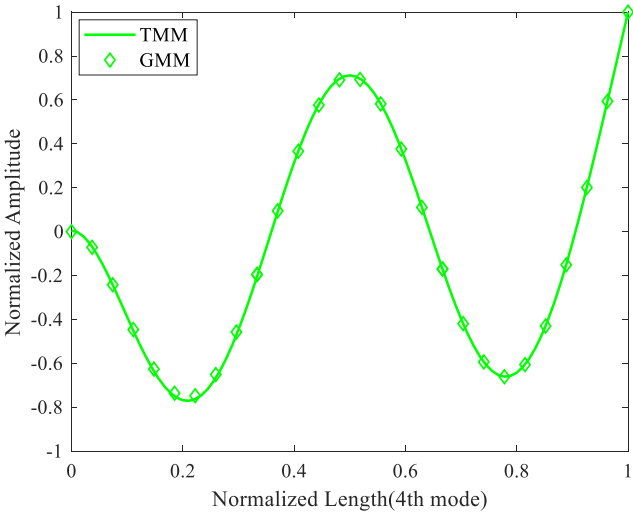


图 2-7 $KT=0$ N/m, $KL=0$ 时管道第四阶模态函数

如图 2-4 到图 2-7 所示，采用全局模态法（GMM）对具有连接结构管道结构的全局模态进行求解，并与 TMM 结果进行对比。可知，TMM 结果与 GMM 结果有很好的吻合性，且剪切弹性刚度对低阶模态的影响较为显著。由图 2-8 到图 2-11 可以看出。TMM 可以很好地将剪切弹性刚度附加到管道系统中。

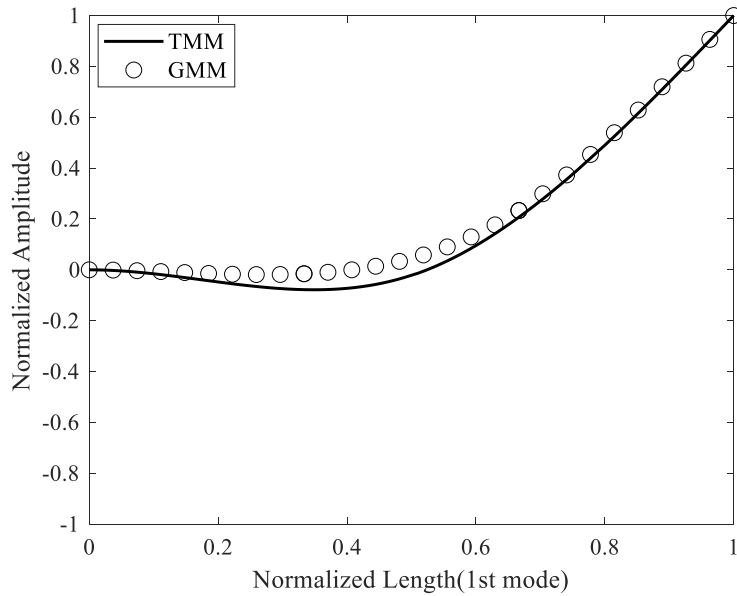


图 2-8 $KT=0\text{N/m}$, $KL=1\times 10^4\text{N/m}$ 时管道第一阶模态函数

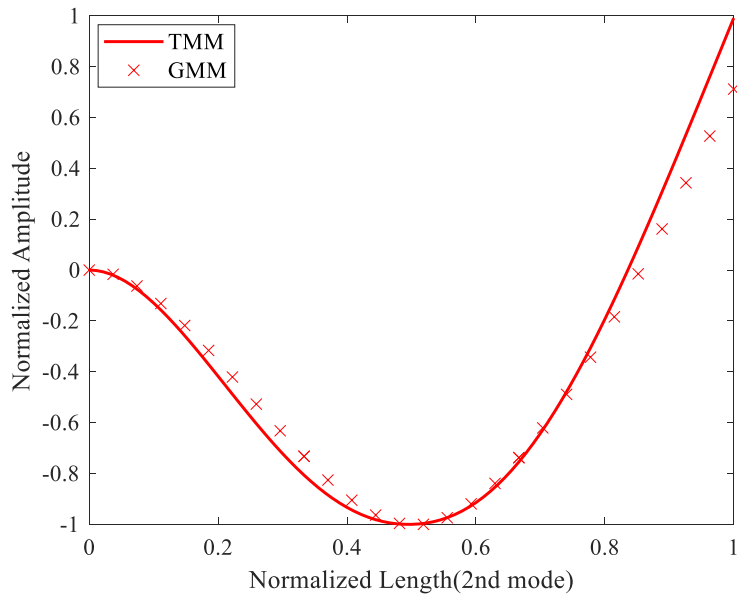


图 2-9 $KT=0\text{N/m}$, $KL=1\times 10^4\text{N/m}$ 时管道第二阶模态函数

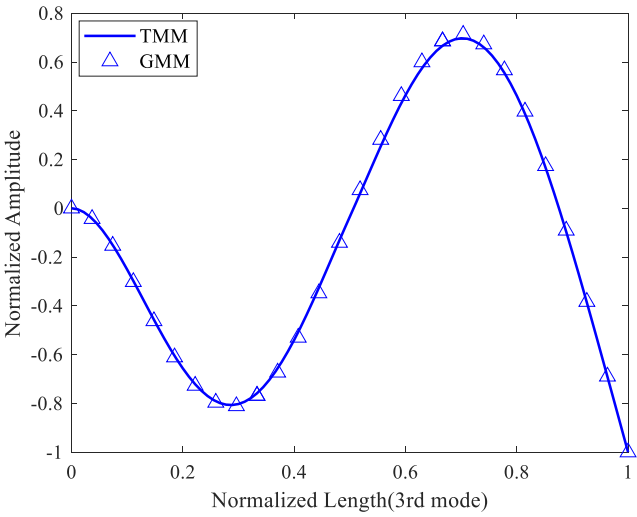


图 2-10 $KT=0\text{ N/m}$, $KL=1\times 10^4\text{ N/m}$ 时管道第三阶模态函数

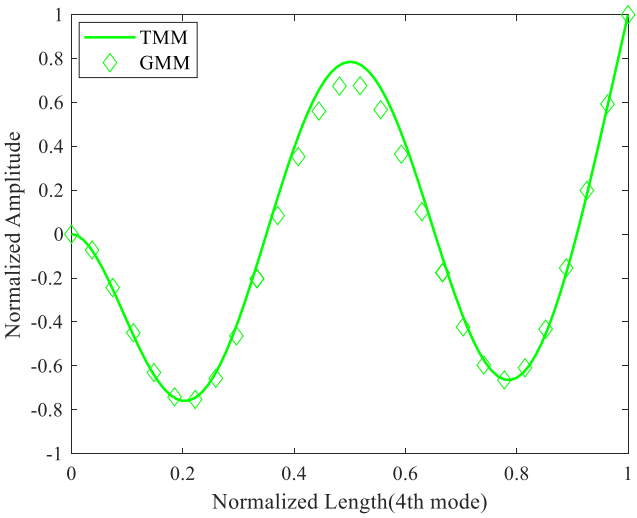


图 2-11 $KT=0\text{ N/m}$, $KL=1\times 10^4\text{ N/m}$ 时管道第四阶模态函数

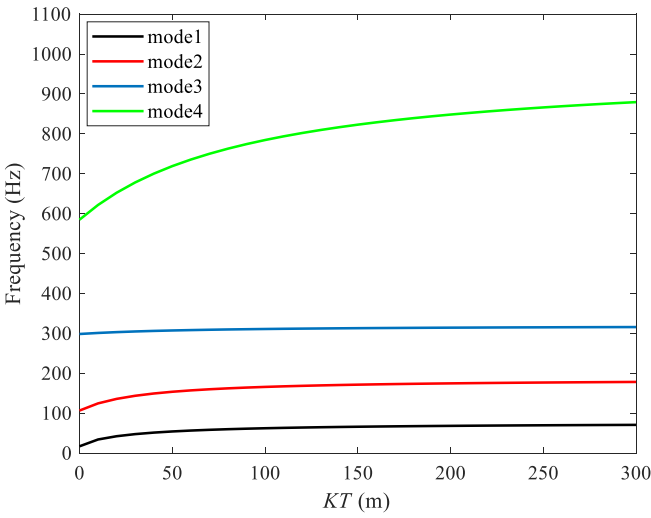


图 2-12 $KL=0\text{ N/m}$, 扭转弹簧刚度 KT 对固有频率的影响

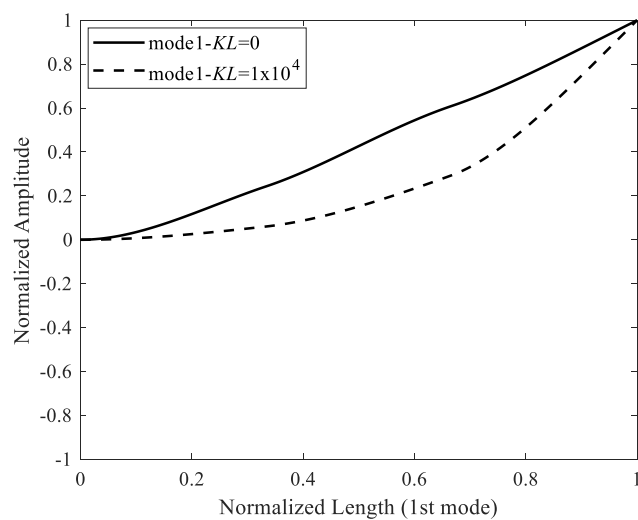


图 2-13 $KL=0$ N/m 和 1×10^4 N/m, $KT=50$ N/m 时管道第一阶模态函数

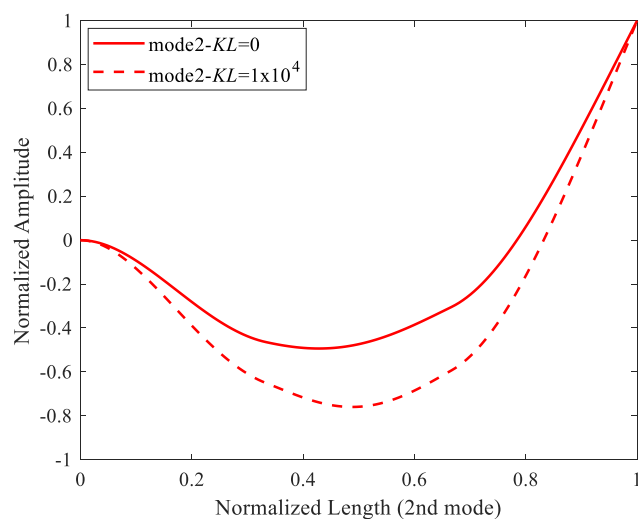


图 2-14 $KL=0$ N/m 和 1×10^4 N/m, $KT=50$ N/m 时管道第二阶模态函数

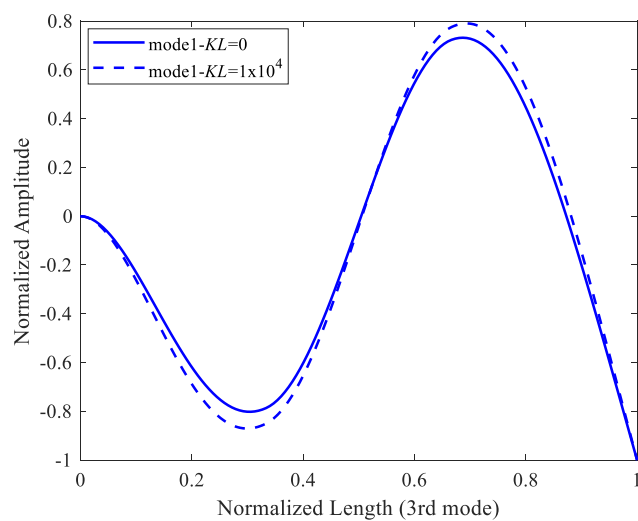


图 2-15 $KL=0$ N/m 和 1×10^4 N/m, $KT=50$ N/m 时管道第三阶模态函数

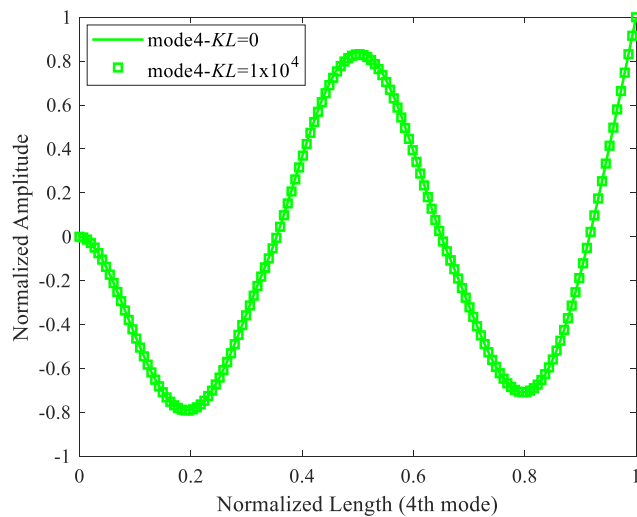


图 2-16 $KL=0$ N/m 和 1×10^4 N/m, $KT=50$ N/m 时管道第一阶模态函数

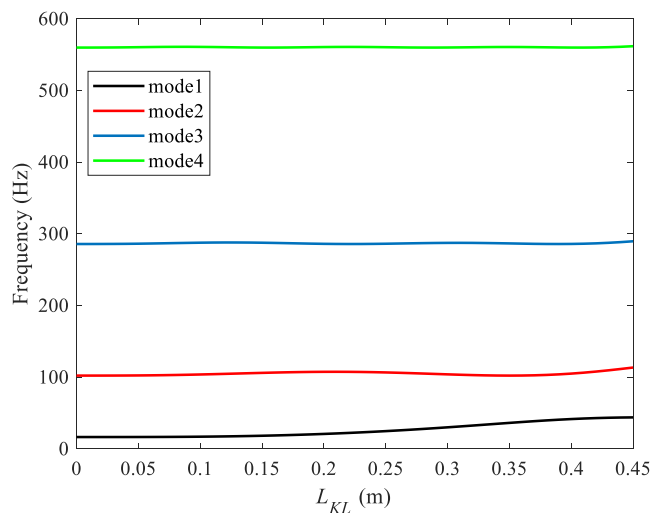


图 2-17 $KT=0$ N/m, 扭转弹簧所置位置 L_{KL} 对固有频率的影响

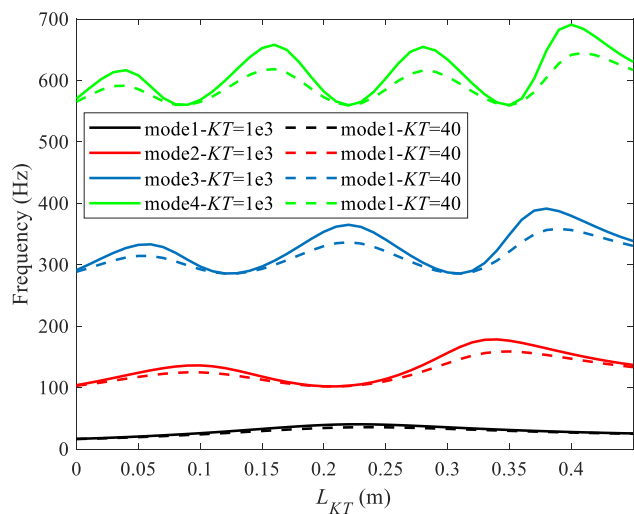


图 2-18 $KT=0$ N/m, 扭转弹簧位置 L_{KT} 及扭转弹簧刚度 KT 对固有频率的影响

由图 2-17 可以看出,随着扭转弹簧刚度的增大,管道前四阶固有频率也出现增大的趋势。此种趋势在扭转刚度较小时更为明显,同时,高阶模态的变化相比低阶模态更明显。由图 2-3 到图 2-16 可知,扭转刚度和剪切刚度分别对高、低阶固有频率影响大,但两者都只对低阶模态函数表现出更显著的影响。表明通过调整扭转弹簧刚度可以提升管道系统的固有频率并调整低阶模态振型。

如图 2-17 和图 2-18 所示,分别将单一剪切弹簧($KL=2000\text{ N/m}$)和扭转弹簧($KT=100\text{ N/m}$)从管道固支段向管道自由端移动,剪切弹簧在移动过程中系统固有频率有逐渐增大的趋势,且越远离固支段,固有频率增大越显著,而扭转弹簧在不同的位置在部分位置会提高固有频率,在部分位置会降低固有频率。扭转刚度的增大会提高固有频率的幅值,表明在适当使用剪切弹簧和扭转弹簧提高管道系统固有频率时需考虑弹簧安装位置。

2.4 本章小结

本章基于传递矩阵理论推导了具有线性连接结构的输流管道振动特性的计算方法,使用全局模态法对该结构进行了验证计算,得出如下主要结论:

(1) 两种方法得到的模态函数具有较高的一致性,验证了本章所提出的具有线性连接结构输流管道振动特性计算方法的正确性。

(2) 弹性地基剪切刚度和扭转刚度均会提高系统的各阶固有频率,且剪切刚度对悬臂管道系统低阶固有频率有更大的增幅,而扭转刚度对第四阶固有频率有更为显著的增幅,两者都只对低阶模态函数曲线有较为明显的影响,同时,剪切弹簧位置的变化会有规律地影响固有频率,而扭转弹簧在不同的位置区域对固有频率有不同影响。

第3章 具有非线性连接结构的输流管道动力学行为分析

3.1 具有非线性连接结构输流管道结构的解析模型

针对具有复杂连接结构的输流管道，其中复杂连接结构代表非线性弹性地基和非线性边界，如图 3-1 所示。非线性弹性地基由线性和非线性两部分组成，地基线性刚度在第 2 章中引入到模态函数求解中，而非线性刚度被以反馈力的方式考虑到动力学方程中。此处的非线性弹性地基和边界具有广泛适用性，可用于非线性能量阱、立方非线性弹簧等。

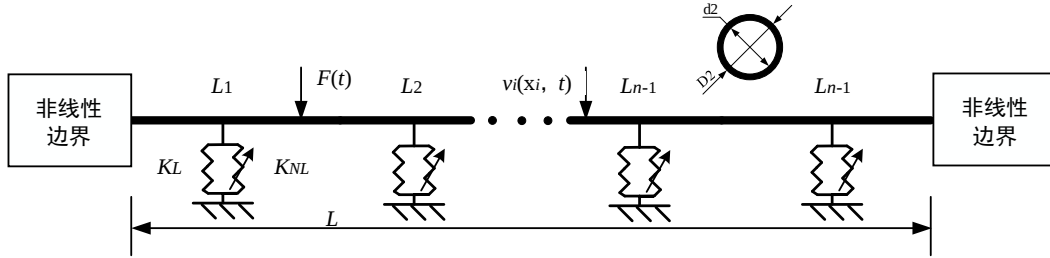


图 3-1 具有非线性弹性地基和边界的输流管道结构示意图

3.1.1 控制方程

基于欧拉-伯努利梁理论，得到应变-位移的关系和应力表达式：

$$\varepsilon = -z \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (3-1)$$

$$\sigma_p = E_p \varepsilon_p \quad (3-2)$$

其中， ε_p 为轴向应变， z 表示从中性层到横截面任意位置的坐标， v 表示管道的横向位移。利用哈密顿原理推导出输流管道的控制方程：

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T + \delta W - \delta U) dt = 0 \quad (3-3)$$

式中， T 和 W 分别表示流体和管道的动能， U 表示管道的应变能。其中，

$$T = T_l + T_e \quad (3-4)$$

$$T_l = \frac{1}{2} m_l \int_0^L \left[\left(V + \frac{\partial u}{\partial t} + V \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial s}{\partial t} + V \frac{\partial s}{\partial x} \right)^2 \right] dx \quad (3-5)$$

$$T_e = \frac{1}{2} m_e \int_0^L \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial s}{\partial t} \right)^2 \right] dx \quad (3-6)$$

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \int_{A_e} \sigma_p \varepsilon_s dA dx \quad (3-7)$$

$$\begin{aligned} \delta U &= \int_0^L \int_{A_e} E_e \varepsilon_s \delta \varepsilon_s dA dx \\ &= \int_0^L E_e \left[I_e \frac{\partial^2 s}{\partial x^2} \frac{\partial^2 \delta s}{\partial x^2} + I_x \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial \delta u}{\partial x} + I_x \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial s}{\partial x} \frac{\partial \delta s}{\partial x} + \frac{1}{2} I_x \left(\frac{\partial s}{\partial x} \right)^2 \frac{\partial \delta u}{\partial x} + \frac{1}{2} I_x \left(\frac{\partial s}{\partial x} \right)^3 \frac{\partial \delta s}{\partial x} \right] dx \end{aligned} \quad (3-8)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta U dt = \int_{t_1}^{t_2} \int_0^L E_e \left\{ \left[I_s \frac{\partial^4 s}{\partial x^4} - I_x \left(\frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial^2 s}{\partial x^2} + \frac{\partial s}{\partial x} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) - \frac{3}{2} I_x \left(\frac{\partial s}{\partial x} \right)^2 \frac{\partial^2 s}{\partial x^2} \right] \delta v + I_x \left[-\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial s}{\partial x} \frac{\partial^2 s}{\partial x^2} \right] \delta u \right\} dx dt \quad (3-9)$$

其中,

$$\begin{aligned} I_e &= \frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{D_2}{2} \right)^4 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^4 \right) \\ I_x &= \pi \left(\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 \right) \\ A_e &= \pi \left(\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (3-10)$$

$$\delta T_l = m_l \int_0^L \left[\left(V + \frac{\partial u}{\partial t} + V \frac{\partial u}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial \delta u}{\partial t} + V \frac{\partial \delta u}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial s}{\partial t} + V \frac{\partial s}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial \delta s}{\partial t} + V \frac{\partial \delta s}{\partial x} \right) \right] dx \quad (3-11)$$

$$\delta T_e = m_e \int_0^L \left(\frac{\partial u}{\partial t} \frac{\partial \delta u}{\partial t} + \frac{\partial s}{\partial t} \frac{\partial \delta s}{\partial t} \right) dx \quad (3-12)$$

$$\delta W = F_{Nr} \delta(x_r - x_{Nr}) - F(t) \delta(x_r - x_{Fr}) \quad (3-13)$$

由公式(3-3)可得输流管道的控制方程如下:

$$(m_l + m_e) \frac{\partial^2 s_r}{\partial t^2} + 2m_l V \frac{\partial^2 s_r}{\partial x \partial t} + m_l V^2 \frac{\partial^2 s_r}{\partial x^2} + E_e I_e \frac{\partial^4 s_r}{\partial x^4} + F_{Nr} \delta(x_r - x_{Nr}) - F(t) \delta(x_r - x_{Fr}) = 0 \quad (3-14)$$

考虑管道系统有粘性阻尼, 增添比例阻尼项 $\eta_e = (2c_L / \omega_1) \Psi_s$ [63], 其中 c_L 表示阻尼系数, ω_1 表示一阶固有频率。其中:

$$\Psi_s = m_l V^2 \frac{\partial^2 s_r}{\partial x^2} + E_e I_e \frac{\partial^4 s_r}{\partial x^4} \quad (3-15)$$

即得输流管道的控制方程：

$$(m_l + m_e) \frac{\partial^2 s_r}{\partial t^2} + 2m_l V \frac{\partial^2 s_r}{\partial x \partial t} + m_l V^2 \frac{\partial^2 s_r}{\partial x^2} + E_e I_e \frac{\partial^4 s_r}{\partial x^4} + \eta_e \frac{\partial s_r}{\partial t} + F_{Nr} \delta(x_r - x_{Nr}) - F(t) \delta(x_r - x_{Fr}) = 0 \quad (3-16)$$

其中, $r=1, 2, \dots, n$, n 代表各个管道段, m_e 代表管道面密度, m_l 代表流体面密度, η_e 代表其外粘性阻尼系数, E_e 代表其杨氏模量, I_e 代表其横截面的惯性力矩, F_{Nr} 代表作用在该管道段上的非线性力, x_{Nr} 是非线性力的位置, x_{Fi} 是外激励的位置, $\delta(\cdot)$ 是狄拉克函数。此处的非线性力来自于非线性弹性地基及非线性边界。

3.1.2 模态正交性证明

模态函数的获取方式已在 2.1、2.2 节处给出。此部分对模态关于刚度、质量进行正交性证明。

考虑两个不同的特征值 ω_k 、 ω_L , 各管道段对应振型函数分别是 $S_r^k(x_r)$ 、 $S_r^L(x_r)$

$$\omega_k^2 m_e S_r^k(x_r) = E_e I_e S_r^{k''''}(x_r) \quad (3-17)$$

两端同乘 $S_r^L(x_r)$, 沿各管道段长度进行积分, 并对得到的方程求和, 得:

$$\omega_k^2 \sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} m_e S_r^k(x_r) S_r^L(x_r) dx_r = \sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} E_e I_e S_r^{k''''}(x_r) S_r^L(x_r) dx_r \quad (3-18)$$

结合各管道段间的线性位移协调和力平衡条件及边界处的线性边界条件得:

$$\sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} E_e I_e S_r^{k''''}(x_r) S_r^L(x_r) dx_r = \sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} E_e I_e S_r^{k''}(x_r) S_r^{L''}(x_r) dx_r + \sum_{r=1}^{n-1} K_s S_r^k(L_r) S_r^L(L_r) \quad (3-19)$$

其中, 式(3-19)中输流管道两端不设置非线性弹簧, 即忽略边界非线性刚度, 只保留弹性地基线性刚度。

$$\omega_k^2 \sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} m_e S_r^k(x_r) S_r^L(x_r) dx_r = \sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} E_e I_e S_r^{k''}(x_r) S_r^{L''}(x_r) dx_r + \sum_{r=1}^{n-1} K_s S_r^k(L_r) S_r^L(L_r) \quad (3-20)$$

交换上式中得上标 k 和 L , 得到:

$$\varpi_L^2 \sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} m_e S_r^k(x_r) S_r^L(x_r) dx_r = \sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} E_e I_e S_r^{k''}(x_r) S_r^{L''}(x_r) dx_r + \sum_{r=1}^{n-1} K_s S_r^k(L_r) S_r^L(L_r) \quad (3-21)$$

两式相减，得到：

$$(\varpi_k^2 - \varpi_L^2) \sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} m_e S_r^k(x_r) S_r^L(x_r) dx_r = 0 \quad (3-22)$$

式(3-22)即为模态振型关于质量的正交性，其正交关系为：

$$\sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} m_e S_r^k(x_r) S_r^L(x_r) dx_r = M_L \delta_{kL} \quad (3-23)$$

其中， M_L 为系统的第 L 阶模态质量。将式(3-23)代入式(3-21)，可得模态振型关于刚度的正交性：

$$\sum_{r=1}^n \int_0^{L_r} E_e I_e S_r^{k''}(x_r) S_r^{L''}(x_r) dx_r + \sum_{r=1}^{n-1} K_s S_r^k(L_r) S_r^L(L_r) = K_L \delta_{kL} \quad (3-24)$$

3.1.3 模型降阶处理

对模型进行降阶处理的前提是证明该管道系统全局模态的正交性，之后可使用 Galerkin 法将偏微分方程解耦，转化为线性方程组。因此，可将输流管道横向位移表示为：

$$s_r(x_r, t) = \sum_{k=1}^N S_r^k(x_r) H_k(t) = \mathbf{S}_r \mathbf{H}_k \quad (3-25)$$

其中， N 表示 Galerkin 截断阶数， $H_k(t)$ 表示第 k 阶模态坐标， $S_r^k(x_r)$ 表示第 r 个管道段的第 k 阶模态振型。

将公式(3-25)代入(3-16)，利用二阶 Galerkin 截断法对偏微分控制方程进行离散化处理。同时，利用模态关于质量和刚度的正交性关系、相邻管道段之间的位移协调和力平衡条件以及边界条件，可得该管道解耦化简后的动力学控制方程，上述全部条件可见于 2.2 节和 3.1.2 节，所得方程如下：

$$\begin{aligned}
 & (ml + me) \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^L(x_r) d(x_r) \ddot{H}_L(t) + 2mlV \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^{L'}(x_r) d(x_r) \dot{H}_L(t) \\
 & + mlV^2 \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^{L''}(x_r) d(x_r) H_L(t) + E_e I_e \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^{L''''}(x_r) d(x_r) H_L(t) \\
 & + \eta_e \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^L(x_r) \dot{H}_L(t) d(x_r) + \sum_{r=1}^{n-1} F_{NLr} S_r^L(L_r) + F_{NV1} S_1^L(0) \\
 & + F_{NV2} S_n^L(L_n) - \sum_{r=1}^n F_L \cos(W_F t) S_r^L(x_r - x_{Fr}) = 0
 \end{aligned} \tag{3-26}$$

其中，式(3-26)具体 Galerkin 离散化过程及系数见附录 1。

非线性力 F_{NLr} 来自弹性地基中非线性刚度，是公式(3-16)中 F_{Nr} 的一部分。 F_{NV1} 和 F_{NV2} 分别是非线性边界所产生的力，其中 $L=1,2,\dots,N$ ，同样的，两者也是 F_{Nr} 的一部分。通过二阶龙格-库塔法求解方程(3-26)，遂得具有线性和非线性弹性地基及非线性边界连接结构的输流管道强迫振动响应。第 r 管道段的强迫振动的幅值选取其横向位移 $s_r(x_r, t)$ 稳定周期解的最大值，其具体表达式如下：

$$Amp(x_r) = \max \{abs(s_r(x_r, t))\} \quad r = 1, 2, \dots, n \tag{3-27}$$

3.2 具有非线性连接结构输流管道结构的动力学特性分析

3.2.1. 模型描述

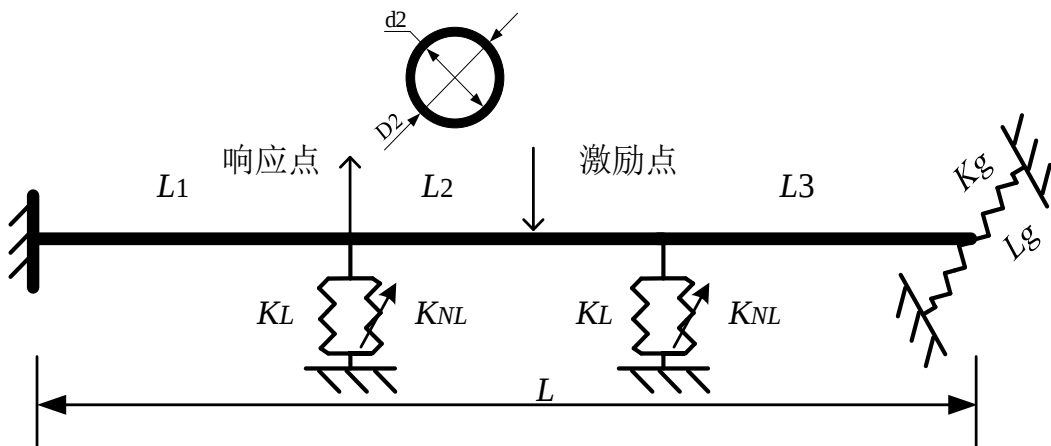


图 3-2 具有非线性弹性地基和边界连接结构的悬臂输流管道示意图

值得注意的是，3.1 节中建立的输流管道非线性动力学模型对具有任意弹簧连接及弹簧边界连接结构的输流管道均有良好的适用性。在本节中将选用具体的

连接结构作为算例对输流管道进行研究，以验证建模方法的准确性，如图 3-2 所示。图中，由两个水平放置线性弹簧组成了非线性边界， K_g 表示线性刚度， L_0 是表示原始长度， L_g 表示弹簧压缩后的长度。

悬臂输流管道物理参数中部分与表 3-1 相同，不同部分如表 3-2 所示：

表 3-2 具有非线性弹性地基和边界连接结构的悬臂输流管道参数

参数	符号（单位）	值
管道面质量	m_e (kg·m ⁻¹)	0.104
流体面质量	m_l (kg·m ⁻¹)	0.2011
管道外直径	D2 (m)	0.20
管道内直径	d2 (m)	0.16
水平弹簧原始长度	L_0 (m)	0.1
水平弹簧预压缩后长度	L_g (m)	0.1

有水平放置弹簧作用在管道上，产生的非线性力可以表示为如下形式：

$$F_{NV2} \approx -2(L_0 / L_0 - 1)K_g s_3(L_3, t)^3 + (L_0 / L_g^3)K_g s_3(L_3, t)^3 \quad (3-28)$$

然而，本章节中所使用的水平放置弹簧在使用时，压缩长度为 0。从而将由水平放置弹簧得到的非线性力写为：

$$F_{NV2} \approx 1 / L_g^2 K_g s_3(L_3, t)^3 \quad (3-29)$$

同时，该输流管道的边界条件见公式（2-34）和（2-35）。

利用 3.1 节和 3.1.4 节中建立的模型，可得具有线性和非线性弹性地基和非线性边界连接结构的悬臂输流管道的非线性动力学降阶模型：

$$\begin{aligned}
 & (ml + me) \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^L(x_r) d(x_r) \ddot{H}_L(t) + 2mlV \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^{L'}(x_r) d(x_r) \dot{H}_L(t) \\
 & + mlV^2 \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^{L''}(x_r) d(x_r) H_L(t) + E_e I_e \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^{L''''}(x_r) d(x_r) H_L(t) \\
 & + \eta_e \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^L(x_r) S_r^L(x_r) \dot{H}_L(t) d(x_r) + F_{NL1} S_1^L(L_1) + F_{NL2} S_2^L(L_2) \\
 & + \frac{K_g}{L_g^2} \left(\sum_{i=1}^2 S_3^i(L_3) H_i(t) \right)^3 S_3^L(L_3) - F_L \cos(W_F t) S_2^L(x_2 - \frac{L_2}{2}) = 0
 \end{aligned} \quad (3-30)$$

3.2.2. 受迫振动分析

在 2.1 和 2.2 节获得准确的全局模态函数之后，又在 3.1.4 节中利用 Galerkin 截断法对具有弹性地基和非线性边界连接结构的悬臂输流管道动力学方程进行离散化处理后，采用谐波平衡法结合龙格-库塔数值方法求解该系统的强迫振动响应。在管道中部设置激励点，并将响应点设在第一子管道段的右端，具体如图 3-2 所示。本节具体分析了线性弹性地基刚度、非线性弹性地基刚度、比例阻尼数值、非线性边界中水平弹簧刚度以及外激励幅值对悬臂输流管道系统动力学特性的影响，并以幅频曲线的形式将所有参数分析的最终结果进行描述。

为了验证本文研究方法的正确性，对具有非线性边界的输流管道幅频曲线，给出了数值和解析两种方法的对比，如图 3-3 所示。红色曲线表示数值解结果，蓝色曲线表示解析解结果。

图 3-3 中分别取弹性地基中比例阻尼系数、线性弹簧刚度、非线性弹簧刚度、流体流速、非线性边界弹簧刚度和外激励幅值为 $c_L=0.003$ ， $K_L=2\times 10^3 \text{ N/m}$ ， K_{NL1} 和 K_{NL2} 取 0， $V_L=1 \text{ m/s}$ ， $K_g=5\times 10^3 \text{ N/m}^3$ 以及 $F_L=1 \text{ N}$ 。由结果可以看出，数值解结果与解析解结果十分吻合，这表明所提出的研究方法是有效的。

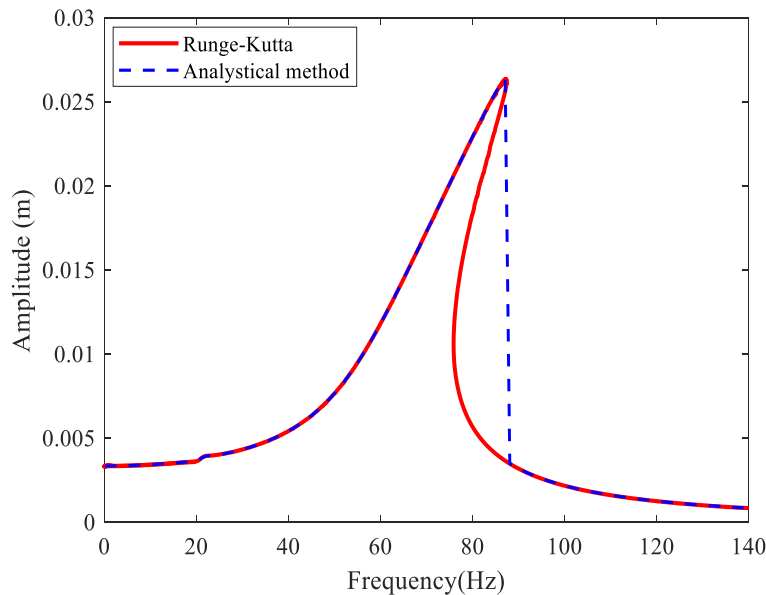


图 3-3 数值法和解析法得到的具有非线性边界的输流管道幅频曲线

为了验证所应用方法对该系统求解的收敛性,首先对该系统进行收敛性分析,在 Galerkin 截断过程中,分别选用多阶模态函数对该悬臂输流管道系统的非线性动力学方程进行截断处理。利用龙格-库塔法对截断后的方程进行处理,得到不同数目模态函数的幅频曲线,如图 3-4 和图 3-5 所示。

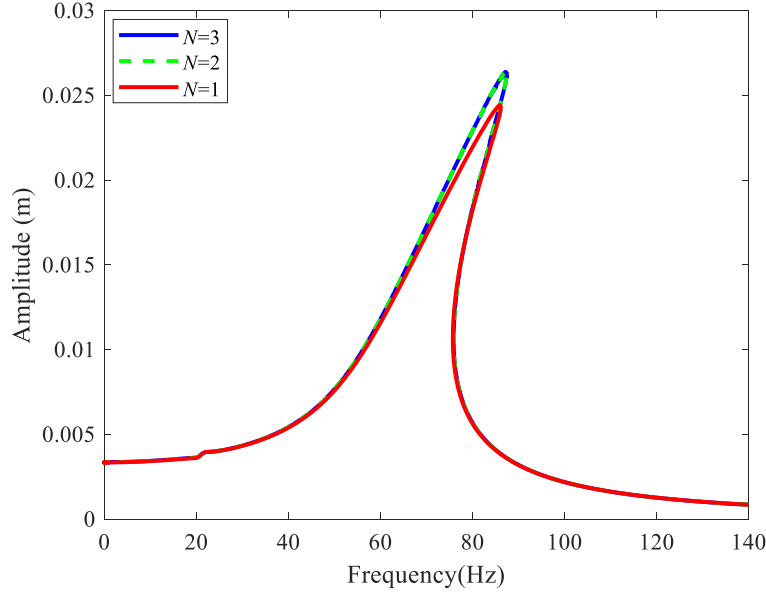


图 3-4 多阶模态函数下具有非线性边界的输流管道幅频曲线

图 3-4 中,分别取弹性地基中比例阻尼系数、线性弹簧刚度、非线性弹簧刚度、流体流速、非线性边界弹簧刚度和外激励幅值为 $c_L=0.003$, $K_L=2\times 10^3\text{ N/m}$, K_{NL1} 和 K_{NL2} 取 0, $V_L=1\text{ m/s}$, $K_g=5\times 10^3\text{ N/m}^3$ 以及 $F_L=1\text{ N}$ 。由图中可以看出,该曲线具有一定的非线性特性,原因是该系统具有非线性边界弹簧刚度 K_g 所带来的非线性项,此外当模态函数数量选取为 $N=3$ 和 $N=2$ 时,幅频曲线的差异较小,这很好地证明了 Galerkin 截断精度已达到预期。

显然,图 3-4 中所示幅频曲线的非线性弱于图 3-5,主要原因是图 3-5 中弹性地基中线性弹簧刚度、非线性弹簧刚度、非线性边界弹簧刚度和外激励幅值分别为 $K_L=2\times 10^3\text{ N/m}$, $K_{NL1}=1\times 10^7\text{ N/m}^3$ 和 $K_{NL2}=1\times 10^7\text{ N/m}^3$, $K_g=5\times 10^3\text{ N/m}^3$ 以及 $F_L=1\text{ N}$,相较于图 3-4,图 3-5 中拥有了更多的非线性条件。由图 3-5 可知,此外当模态函数数量选取为 $N=3$ 和 $N=2$ 时,幅频曲线的差异较小,这很好地证明

了 Galerkin 截断精度已达到预期。因此，自本节以后的算例分析中 Galerkin 截断阶数均为 2。

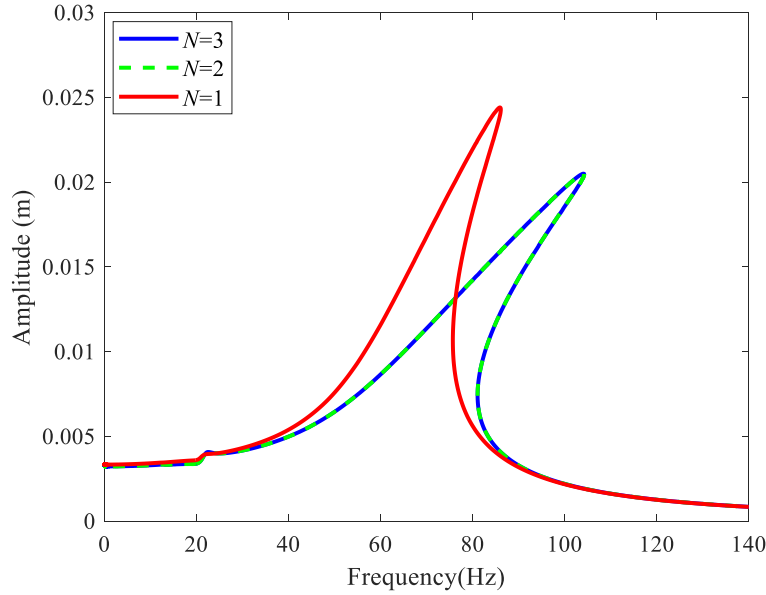


图 3-5 多阶模态函数下具有非线性地基及边界的输流管道幅频曲线

算例 1：具有线性弹性地基和非线性边界连接结构的悬臂输流管道

在算例 1 中，考虑具有线弹性地基和非线性边界连接结构的悬臂输流管道，即方程(3-30)中，弹性地基中非线性弹簧力取值为 $F_{NL1}=0 \text{ N/m}^3$ ， $F_{NL2}=0 \text{ N/m}^3$ 。求解方程(3-30)即可获得具有线弹性地基和非线性边界连接结构的悬臂输流管道的受迫振动响应，得到相应的幅频曲线，分析结果如图 3-6 到图 3-9 所示。

在图 3-6 中，弹性地基中的非线性刚度、比例阻尼系数、非线性边界中的非线性刚度、流体流速以及外激励幅值是固定不变的，参数取值分别为 $K_{NL1}=0 \text{ N/m}^3$ ， $K_{NL2}=0 \text{ N/m}^3$ ， $c_L=0.003$ ， $K_g=1 \times 10^5 \text{ N/m}^3$ ， $V_L=1.5 \text{ m/s}$ 以及 $F_L=1 \text{ N}$ ，而作为变参数的弹性地基中线性刚度 K_L 的数值分别取为 0， $2 \times 10^3 \text{ N/m}$ 和 $3 \times 10^3 \text{ N/m}$ 。因此，图 3-6 中的结果说明，弹性地基中的线性刚度有增加的趋势时，相应的，悬臂输流管道系统的第一阶主共振峰有右移的趋势，这与图 2-3 中的固有频率随线性刚度的变化趋势相对应。

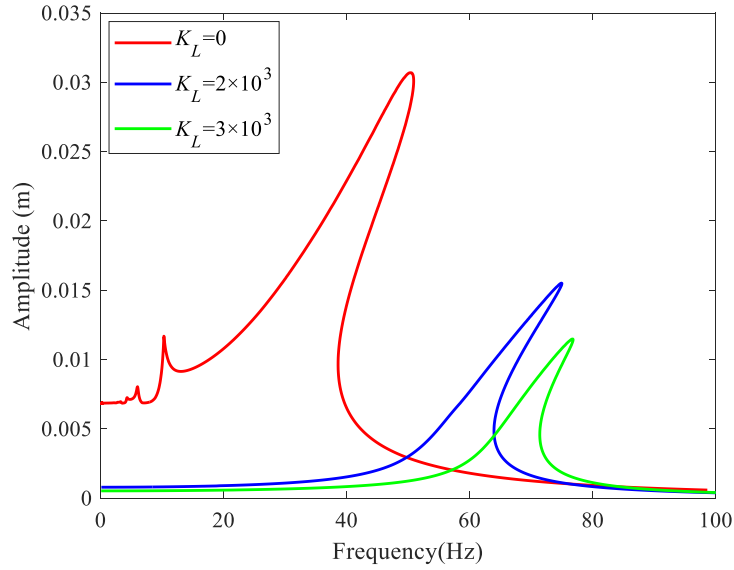


图 3-6 算例 1 中弹性地基线性刚度对输流管道幅频曲线的影响

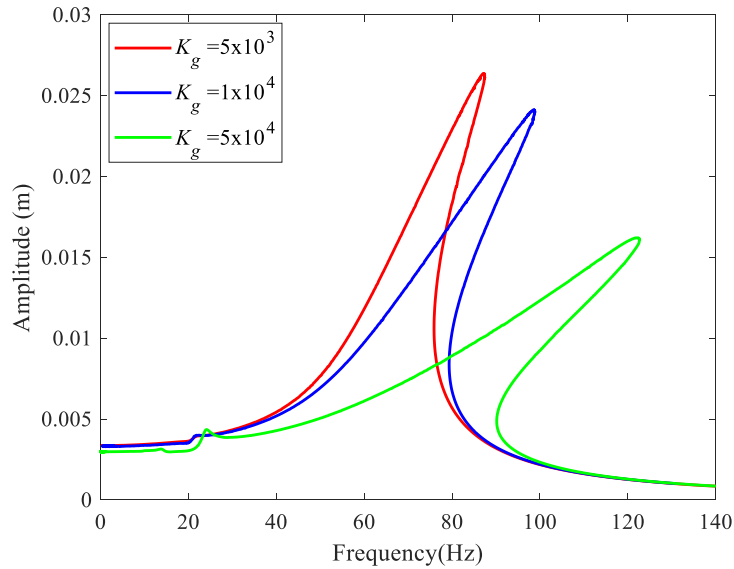


图 3-7 算例 1 中非线性边界中非线性刚度对输流管道幅频曲线的影响

在图 3-7 中，比例阻尼系数、外激励幅值、弹性地基中的线性刚度和非线性刚度以及流体流速是固定不变的，参数取值分别为 $c_L=0.003$ ， $F_L=1$ N， $K_L=2 \times 10^3$ N/m， $K_{NL1}=0$ N/m³， $K_{NL2}=0$ N/m³，以及 $V_L=1$ m/s，而作为变参数的非线性边界中的非线性刚度 K_g 的数值分别取为 5×10^3 N/m³， 1×10^4 N/m³ 和 5×10^4 N/m³。图 3-7 中的结果说明，非线性边界中的非线性刚度 K_g 的增加，会使得该悬臂输流管道系统的第一阶主共振的硬化非线性特性愈发显著。

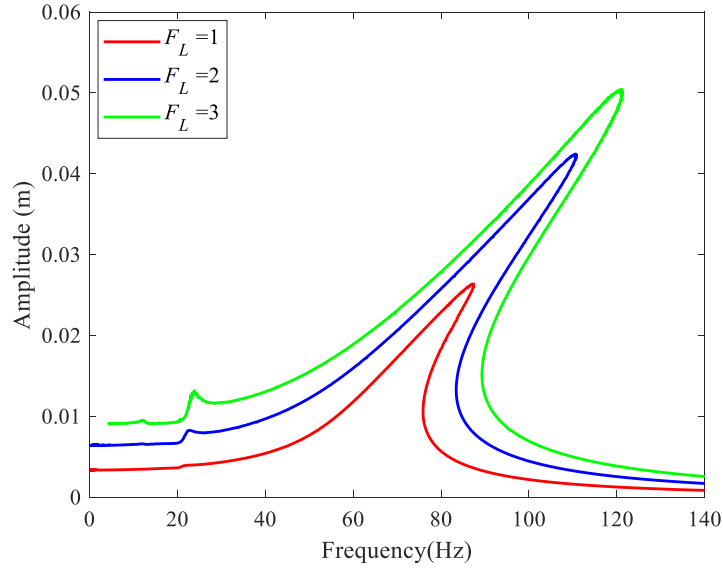


图 3-8 算例 1 中外激励幅值对输流管道幅频曲线的影响

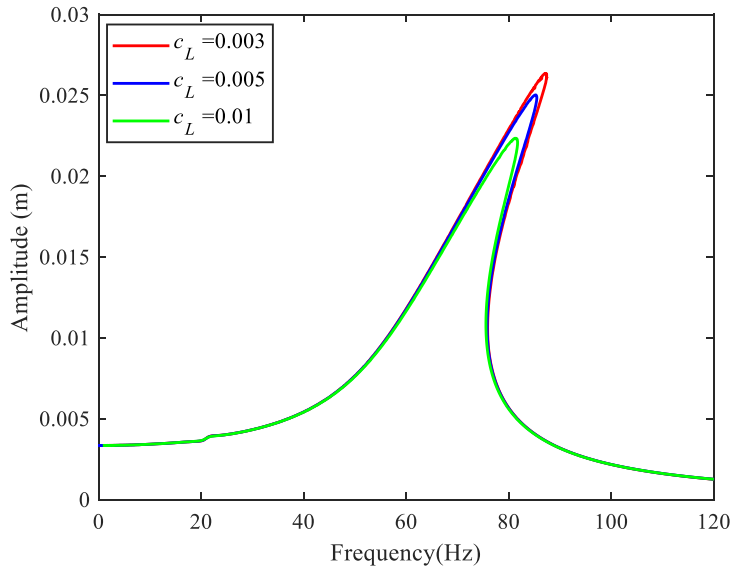


图 3-9 算例 1 中比例阻尼系数对输流管道幅频曲线的影响

在图 3-8 中，比例阻尼系数、弹性地基中的线性刚度、流体流速、弹性地基中的非线性刚度、以及非线性边界中的非线性刚度是固定不变的，参数取值分别为 $c_L=0.003$ ， $K_L=2 \times 10^3 \text{ N/m}$ ， $V_L=1 \text{ m/s}$ ， $K_{NL1}=0 \text{ N/m}^3$ ， $K_{NL2}=0 \text{ N/m}^3$ ， $K_g=5 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ ，而作为变参数的外激励幅值 F_L 的数值分别取为 0.5 N，1 N，2 N。图 3-8 中的结果说明，随着外激励幅值的增大，该系统的共振强度增大，因此，可以直观地看出系统的非线性特性愈加显著。

在图 3-9 中,弹性地基中的线性刚度、流体流速、弹性地基中的非线性刚度、非线性边界中的非线性刚度、以及外激励幅值是固定不变的,参数取值分别为 $K_L=2 \times 10^3 \text{ N/m}$, $V_L=1 \text{ m/s}$, $K_{NL1}=0 \text{ N/m}^3$, $K_{NL2}=0 \text{ N/m}^3$, $K_g=5 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ 以及 $F_L=1 \text{ N}$, 而作为变参数的比例阻尼系数 c_L 的数值分别取为 0.003, 0.005, 0.01。图 3-9 中的结果说明,随着比例阻尼系数 c_L 的增大,该系统的共振强度减小,因此,可以直观地看出系统的非线性特性愈加弱化。

算例 2: 具有线性和非线性弹性地基连接结构的悬臂输流管道

在算例 1 的基础上,在悬臂输流管道的线性弹性地基中加入立方非线性弹簧,并舍去非线性边界中立方非线性弹簧,可得到具有非线性弹性地基和非线性边界连接结构的悬臂输流管道,因此,在方程(3-30)中,非线性边界中非线性弹簧刚度取值为 $K_g=0$ 。求解方程(3-30)即可获得具有线性弹性地基和非线性弹性地基连接结构的悬臂输流管道的受迫振动响应,得到相应的幅频曲线,分析结果如图 3-10 和图 3-11 所示。

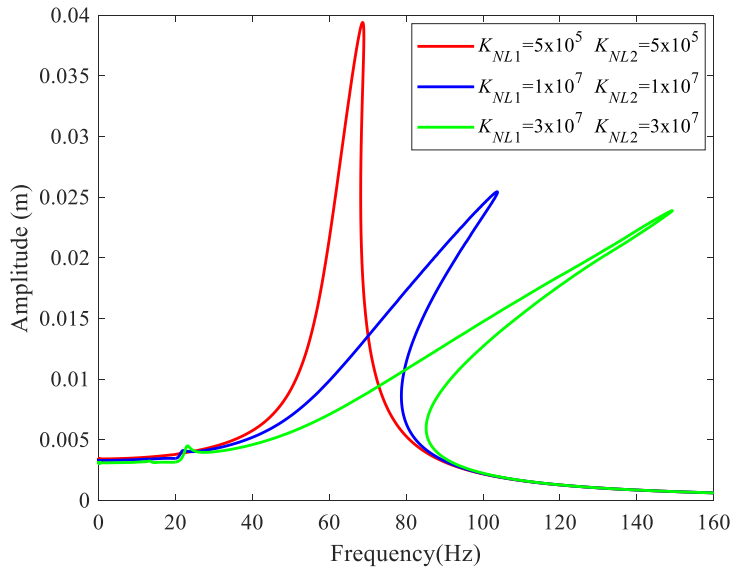


图 3-10 算例 2 中弹性地基非线性刚度对输流管道幅频曲线的影响

在图 3-10 中,弹性地基中的线性刚度、比例阻尼系数、流体流速以及外激励幅值是固定不变的,参数取值分别为 $K_L=2 \times 10^3 \text{ N/m}$, $c_L=0.003$, $V_L=1 \text{ m/s}$, $F_L=1 \text{ N}$, 作为变参数的弹性地基中的非线性刚度 K_{NL1} 和 K_{NL2} 的数值分别取为 $K_{NL1}=5 \times 10^5 \text{ N/m}^3$, $K_{NL2}=5 \times 10^5$

N/m³时对应红色幅频曲线结果， $K_{NL1}=1\times 10^7$ N/m³， $K_{NL2}=1\times 10^7$ N/m³时对应蓝色幅频曲线结果， $K_{NL1}=3\times 10^7$ N/m³， $K_{NL2}=3\times 10^7$ N/m³时对应绿色幅频曲线结果。图 3-10 中的结果说明，随着弹性地基中非线性刚度 K_{NL1} 和 K_{NL2} 的增大，该悬臂输流管道系统的第一阶主共振的硬化非线性特性愈发显著。

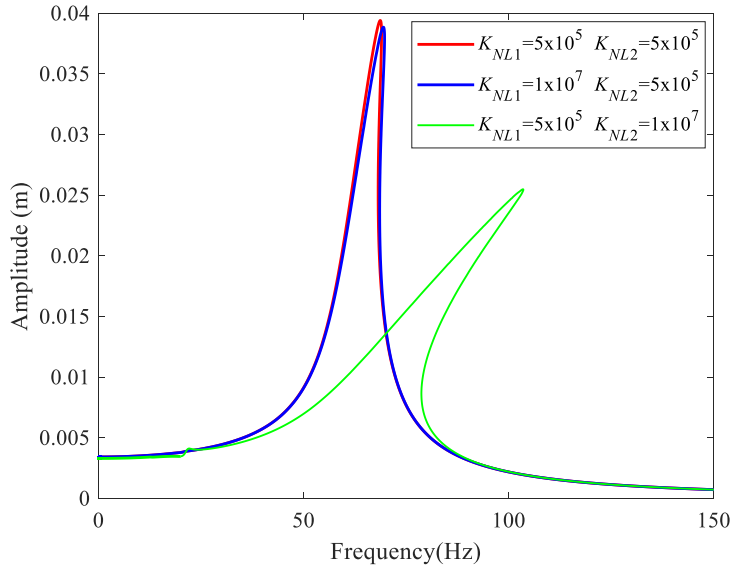


图 3-11 算例 2 中弹性地基位置对输流管道幅频曲线的影响

在图 3-11 中，弹性地基中的线性刚度、比例阻尼系数、流体流速以及外激励幅值是固定的，参数取值分别为 $K_L=2\times 10^3$ N/m， $c_L=0.003$ ， $V_L=1$ m/s， $F_L=1$ N，而作为变参数的弹性地基中的非线性刚度 K_{NL1} 和 K_{NL2} 的数值分别取为 $K_{NL1}=5\times 10^5$ N/m³， $K_{NL2}=5\times 10^5$ N/m³时对应红色幅频曲线结果， $K_{NL1}=1\times 10^7$ N/m³， $K_{NL2}=5\times 10^5$ N/m³时对应蓝色幅频曲线结果， $K_{NL1}=5\times 10^5$ N/m³， $K_{NL2}=1\times 10^7$ N/m³时对应绿色幅频曲线结果。图 3-11 中的结果说明，弹性地基中非线性刚度 K_{NL1} 和 K_{NL2} 的所置位置对该悬臂输流管道系统的幅频曲线有重要影响，越靠近固支端，弹性地基中非线性刚度对该悬臂输流管道系统的第一阶主共振的硬化非线性特性的影响越微弱，反之越靠近自由端，弹性地基中非线性刚度对非线性特性的影响越显著。

算例 3：具有线性和非线性弹性地基和非线性边界连接结构的悬臂输流管道

在算例 1 的基础上，在悬臂输流管道的线性弹性地基中加入立方非线性弹簧，可得到具有非线性弹性地基和非线性边界连接结构的悬臂输流管道，则在方程 (3-30) 中，弹性地基非线性弹簧力取值为 $F_{NL1} = K_{NL1}s_1(L_1,t)^3$ ， $F_{NL2} = K_{NL2}s_2(L_2,t)^3$ 。求解方程(3-30)即可获得具有线弹性地基和非线性边界连接结构的悬臂输流管道的受迫振动响应，得到相应的幅频曲线，分析结果如图 3-11 到图 3-14 所示。

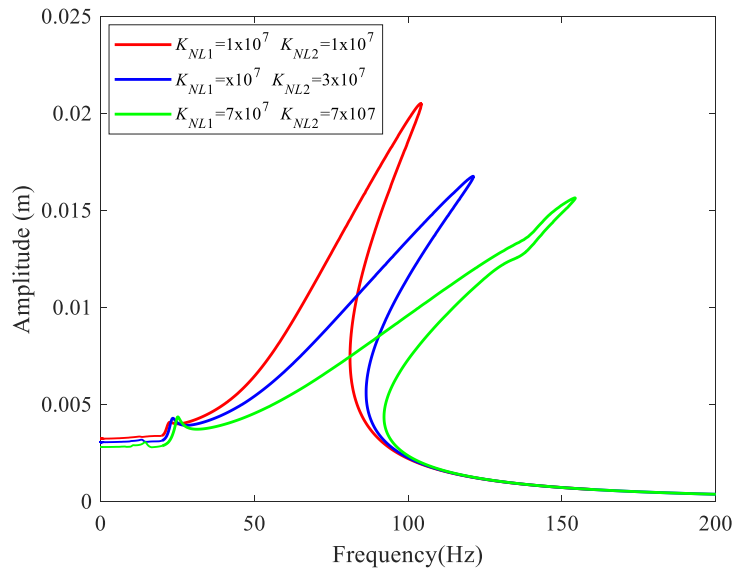


图 3-12 算例 3 中弹性地基非线性刚度对输流管道幅频曲线的影响

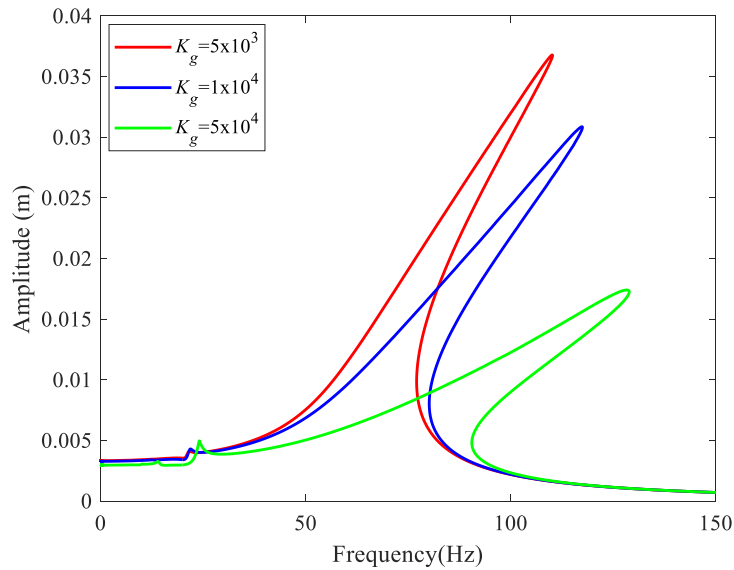


图 3-13 算例 3 中边界非线性刚度对输流管道幅频曲线的影响

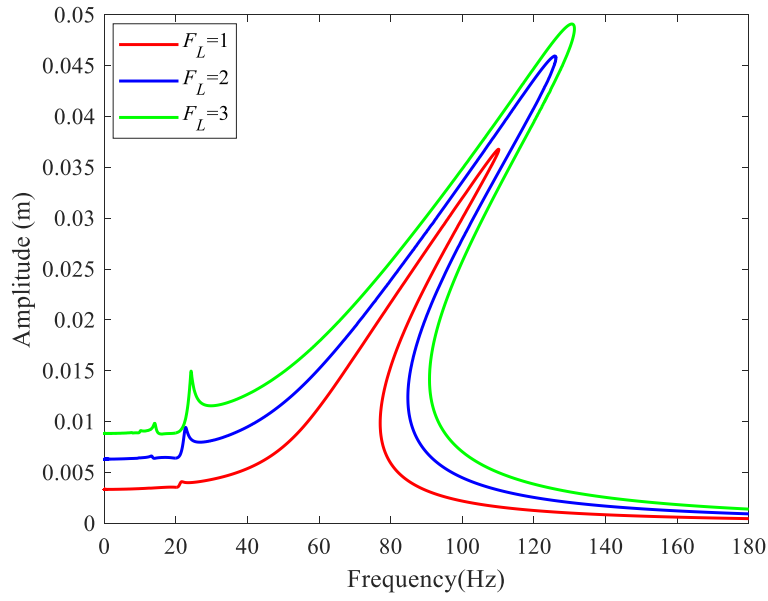


图 3-14 算例 3 中外激励幅值对输流管道幅频曲线的影响

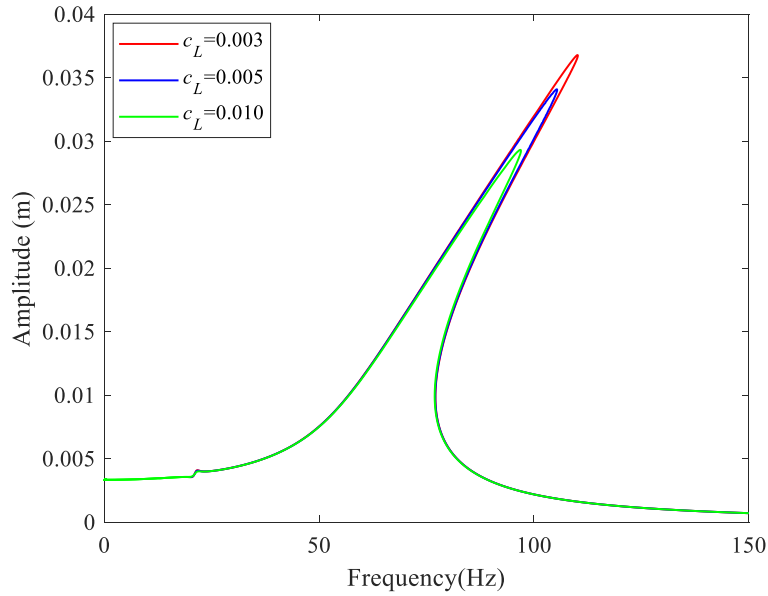


图 3-15 算例 3 中比例阻尼系数对输流管道幅频曲线的影响

在图 3-12 中，弹性地基中的线性刚度、外激励幅值、非线性边界中的非线性刚度、流体流速以及比例阻尼系数是固定不变的，参数取值分别为 $K_L=2 \times 10^3$ N/m， $F_L=1$ N， $K_g=5 \times 10^3$ N/m³， $V_L=1$ m/s， $c_L=0.003$ ，而作为变参数的弹性地基中的非线性刚度 K_{NL1} 和 K_{NL2} 的数值为 $K_{NL1}=1 \times 10^7$ N/m³， $K_{NL2}=1 \times 10^7$ N/m³ 时对应红色幅频曲线结果， $K_{NL1}=3 \times 10^7$ N/m³， $K_{NL2}=3 \times 10^7$ N/m³ 时对应蓝色幅频曲线

结果, $K_{NL1}=7\times 10^7\text{ N/m}^3$, $K_{NL2}=7\times 10^7\text{ N/m}^3$ 时对应绿色幅频曲线结果。图 3-12 中的结果说明, 随着弹性地基中非线性刚度的增大, 该悬臂输流管道系统的第一阶主共振的硬化非线性特性愈发显著。

在图 3-13 中, 弹性地基中的线性刚度、流体流速、弹性地基中的非线性刚度以及外激励幅值、比例阻尼系数是固定不变的, 参数取值分别为 $K_L=2\times 10^3\text{ N/m}$, $V_L=1\text{ m/s}$, $K_{NL1}=5\times 10^5\text{ N/m}^3$, $K_{NL2}=5\times 10^5\text{ N/m}^3$, $F_L=1\text{ N}$, $c_L=0.003$, 而作为变参数的非线性边界中的非线性刚度 K_g 的数值分别取为 $5\times 10^3\text{ N/m}^3$, $1\times 10^4\text{ N/m}^3$ 和 $5\times 10^4\text{ N/m}^3$ 。图 3-13 中的结果说明, 随着非线性边界中的非线性刚度 K_g 的增加, 该悬臂输流管道系统的第一阶主共振的硬化非线性特性愈加显著。

在图 3-14 中, 弹性地基中的线性刚度、流体流速、非线性边界中的非线性刚度、弹性地基中的非线性刚度以及比例阻尼系数是固定不变的, 参数取值分别为 $K_L=2\times 10^3\text{ N/m}$, $V_L=1\text{ m/s}$, $K_{NL1}=5\times 10^5\text{ N/m}^3$, $K_{NL2}=5\times 10^5\text{ N/m}^3$, $K_g=5\times 10^3\text{ N/m}^3$, $c_L=0.003$, 而作为变参数的外激励幅值 F_L 的数值分别取为 0.5 N , 1 N , 2 N 。图 3-14 中的结果说明, 随着外激励幅值的增大, 该系统的共振强度增大, 因此, 可以直观地看出系统的非线性特性愈加明显。

在图 3-15 中, 弹性地基中的线性刚度和非线性刚度、流体流速、非线性边界中的非线性刚度以及外激励幅值是固定不变的, 参数取值分别为 $K_L=2\times 10^3\text{ N/m}$, $K_{NL1}=5\times 10^5\text{ N/m}^3$, $K_{NL2}=5\times 10^5\text{ N/m}^3$, $c_L=0.003$, $V_L=1\text{ m/s}$, $K_g=5\times 10^3\text{ N/m}^3$, $F_L=1\text{ N}$, 而作为变参数的比例阻尼系数 c_L 的数值分别取为 0.003 , 0.005 , 0.01 。图 3-15 中的结果说明, 随着比例阻尼系数 c_L 的增大, 该系统的共振强度减小, 因此, 可以直观地看出系统的非线性特性愈加强化。

综上所述, 相较与算例 1 和算例 2, 算例 3 的非线性条件最强, 会使得幅频曲线中的多解区域范围更大。

对比性分析

通过对算例 1、算例 2、算例 3 的结果进行对比可以观察到，图 3-12 到图 3-15 中的幅频曲线相较于图 3-6 到图 3-9、图 3-10 到图 3-11 中的幅频曲线所表现出的非线性特性更为复杂，且所对应的多解区域更宽，主要原因是算例 3 中所给出的非线性条件相对更多、更强。为了更好地探究差异的具体原因，进行了如下的对比性分析。通过分析该悬臂输流管道在几种非线性条件下对应不同数目模态函数时的幅频曲线，例如 $N=1$ 或 $N=2$ ，从而对非线性耦合项对悬臂输流管道动力学特性的影响进行分析。此外，为了更直观地观察非线性耦合项对系统受迫振动响应的具体影响，本节进一步地计算第一管道段处模态函数数目为 $N=2$ 时前两阶模态坐标对应的模态响应。

在图 3-16 和图 3-17 中，悬臂输流管道系统考虑了弹性地基中的线性刚度和非线性刚度、比例阻尼系数、非线性边界中的非线性刚度、流体流速以及外激励幅值，分别取值为 $K_L=2\times 10^3 \text{ N/m}$ ， $c_L=0.003$ ， $K_{NL1}=0 \text{ N/m}^3$ ， $K_{NL2}=0 \text{ N/m}^3$ ， $K_g=0 \text{ N/m}^3$ ， $V_L=1 \text{ m/s}$ ， $F_L=1 \text{ N}$ 。图 3-16 中的结果表明，选取的不同模态函数的数目对该悬臂输流管道的第一阶主共振没有影响；图 3-17 中的结果表明，前两阶模态的响应不存在耦合现象的，具体原因是，在上述线性条件下，方程(3-32)中不存在非线性耦合项。

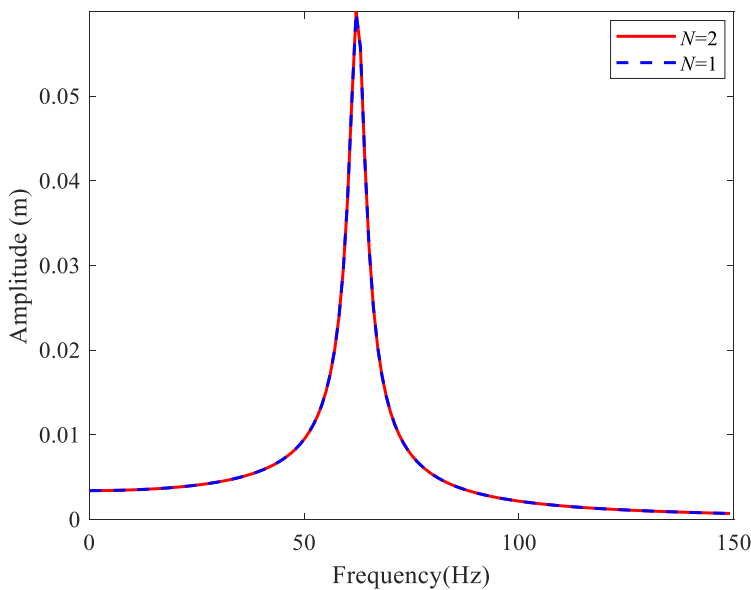


图 3-16 具有线弹性地基的输流管道的幅频曲线

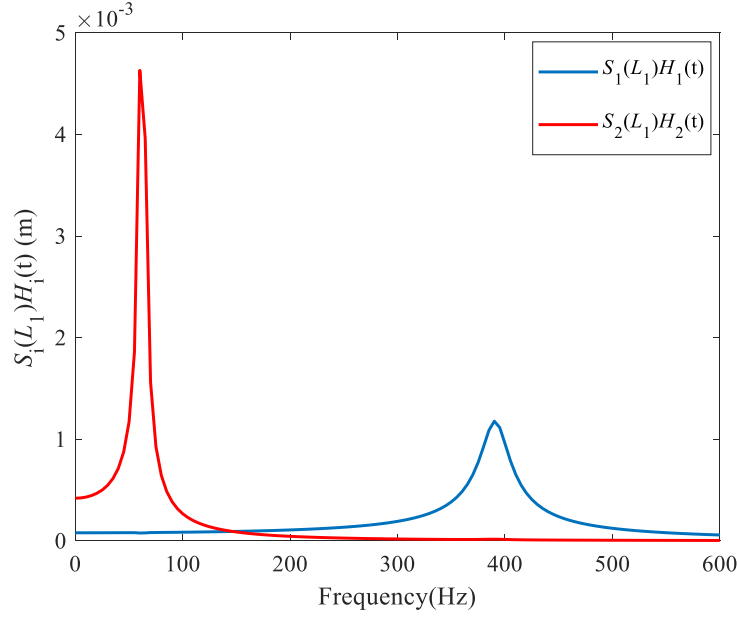


图 3-17 具有线弹性地基的输流管道的模态响应

在图 3-18 和图 3-19 中，悬臂输流管道系统考虑了弹性地基中的线性刚度、比例阻尼系数、非线性边界中的非线性刚度、流体流速以及外激励幅值，分别取值为 $K_L=2 \times 10^3 \text{ N/m}$ ， $c_L=0.003$ ， $K_g=5 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ ， $V_L=1 \text{ m/s}$ ， $F_L=1 \text{ N}$ 。图 3-18 中的结果表明，选取的不同模态函数的数目对该悬臂输流管道的第一阶主共振有影响；图 3-19 中的结果表明，前两阶模态的响应是存在耦合现象的，具体原因是，在上述非线性条件下，方程(3-30)中非线性边界中的非线性刚度 K_g 的存在会产生非线性耦合项。

在图 3-20 和图 3-21 中，悬臂输流管道系统考虑了弹性地基中的线性刚度和非线性刚度、比例阻尼系数、非线性边界中的非线性刚度、流体流速以及外激励幅值，分别取值为 $K_L=2 \times 10^3 \text{ N/m}$ ， $K_{NL1}=7 \times 10^7 \text{ N/m}^3$ ， $K_{NL2}=7 \times 10^7 \text{ N/m}^3$ ， $c_L=0.003$ ， $K_g=5 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ ， $V_L=1 \text{ m/s}$ ， $F_L=1 \text{ N}$ 。图 3-20 中的结果表明，选取的不同模态函数的数目对该悬臂输流管道的第一阶主共振有显著的影响；图 3-21 中的结果表明，前两阶模态的响应是存在耦合现象的，具体原因是，在上述非线性条件下，方程(3-32)中弹性地基中的非线性刚度 K_{NL1} 和 K_{NL2} 以及非线性边界中的非线性刚度 K_g 共同存在，均会产生非线性耦合项。同时，由于上述非线性条件相对图 3-

17 和图 3-19 的非线性条件更强，图 3-19 中耦合的模式响应相比于图 3-16 呈现出更复杂的非线性特性。

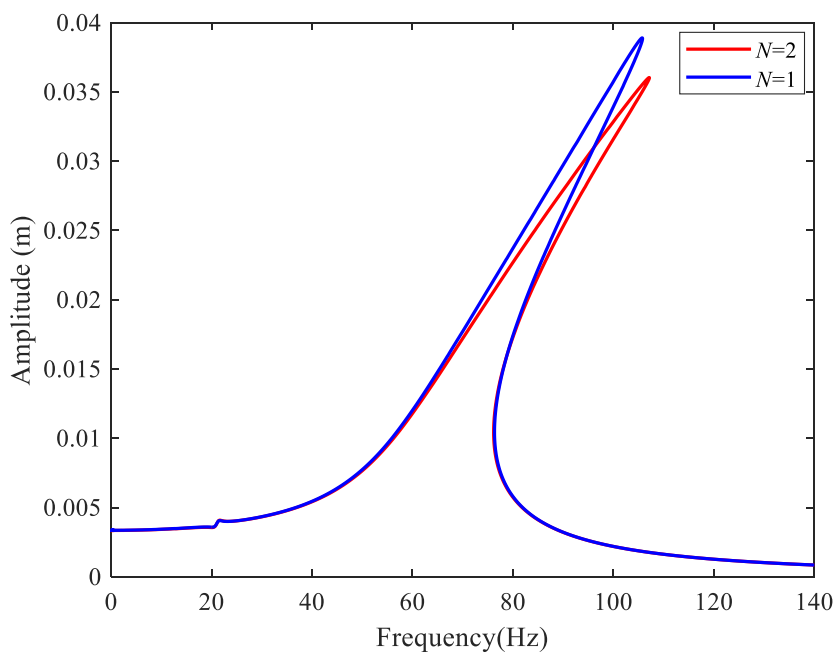


图 3-18 具有非线性边界的输流管道的幅频曲线

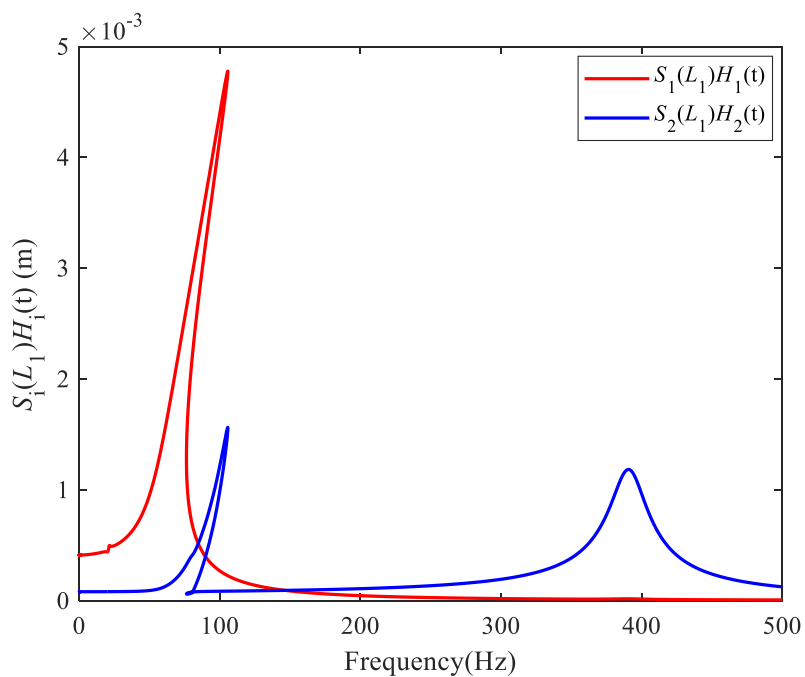


图 3-19 具有非线性边界的输流管道的模态响应

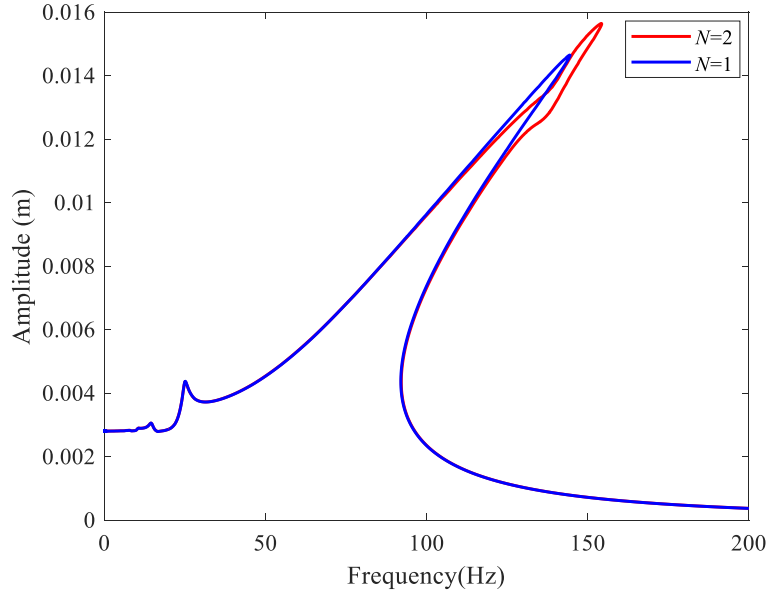


图 3-20 具有非线性地基及边界的输流管道的幅频曲线

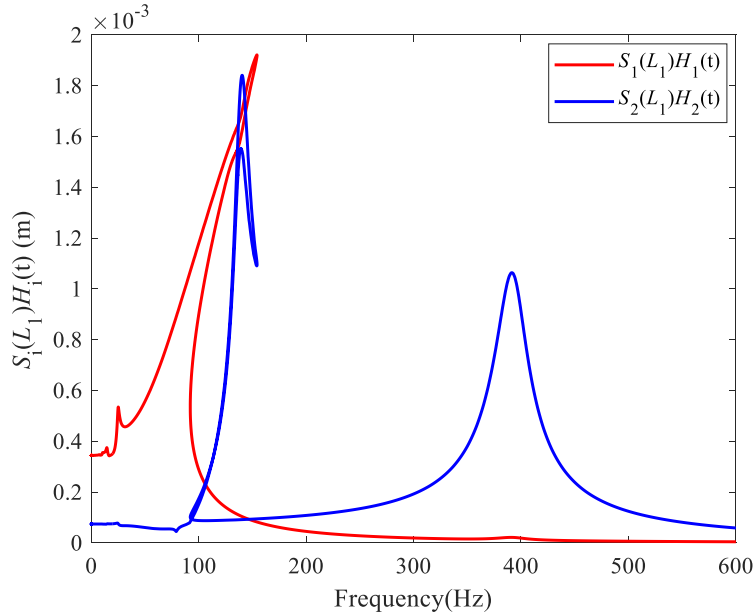


图 3-21 具有非线性地基及边界的输流管道的模态响应

在图 3-22 中，悬臂输流管道系统考虑了弹性地基中的线性刚度和非线性刚度、比例阻尼系数、非线性边界中的非线性刚度、流体流速以及更大的外激励幅值，分别取值为 $K_L=2 \times 10^3 \text{ N/m}$, $K_{NL1}=7 \times 10^7 \text{ N/m}^3$, $K_{NL2}=7 \times 10^7 \text{ N/m}^3$, $c_L=0.003$, $K_g=5 \times 10^3 \text{ N/m}^3$, $V_L=1 \text{ m/s}$, $F_L=2 \text{ N}$ 。图 3-21 中的结果表明，选取的不同模态函数的数目对该悬臂输流管道的第一阶主共振有显著的影响；图 3-23 中的结果表明，前两阶模态的响应是存在耦合现象的，具体原因是，在上述非线性条件下，

方程(3-32)中弹性地基中的非线性刚度 K_{NL1} 和 K_{NL2} 非线性边界中的非线性刚度 K_g 共同存在, 以及在施加了更大的外激励幅值 F_L 后, 会使得非线性耦合项更为复杂。显而易见的是, 图 3-23 中耦合的模态响应相比于图 3-19 和图 3-21 中的模态响应结果更为复杂, 具体原因是, 图 3-23 中的非线性条件是上述各图中非线性条件中最强的。由此可以发现, 方程(3-30)中的非线性耦合项对悬臂输流管道动力学特性有显著的影响, 此外, 非线性弹性地基中较强的非线性刚度和非线性边界中较强的非线性刚度, 以及较大的外激励幅值都会使得该悬臂输流管道的受迫振动响应更为复杂。

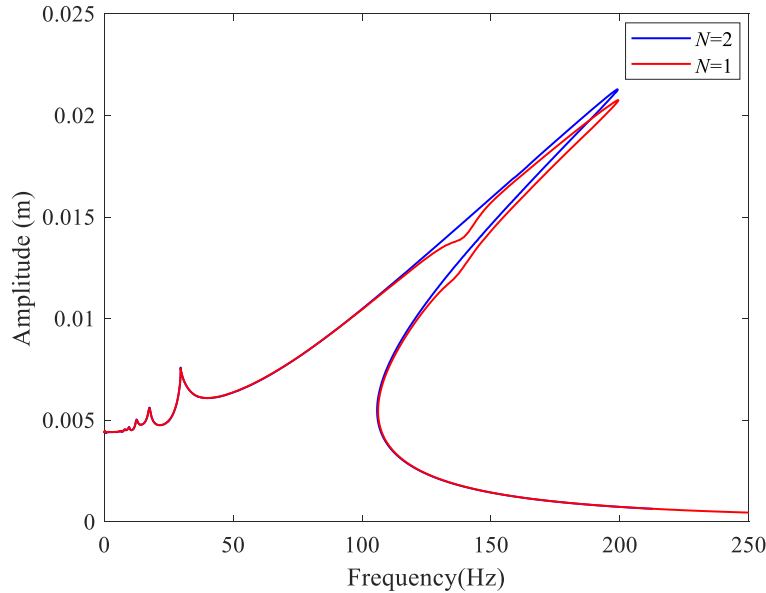


图 3-22 具有非线性地基及边界和外激励幅值的输流管道的幅频曲线

此外, 外激励幅值对具有线弹性地基的悬臂输流管道的影响结果如图 3-24 和图 3-25 所示。图 3-24 中的参数条件与图 3-16 一致, 但外激励幅值不同, 取值 $F_L=2N$, 相较于图 3-16 其数值更大。图 3-24 中的结果表明, 选取的不同模态函数的数目对该悬臂输流管道的第一阶主共振没有影响; 图 3-24 中的结果表明, 前两阶模态的响应不存在耦合现象的, 具体原因是, 在上述线性条件下, 方程(3-30)中不存在非线性耦合项。但有区别的是图 3-25 中的响应振幅大于图 3-16 中的振幅。此外, 通过对比图 3-16、图 3-17、图 3-24 和图 3-25 中的结果, 可以知: 只有在非线性条件下, 外激励幅值的增大才会导致复杂的受迫振动响应。

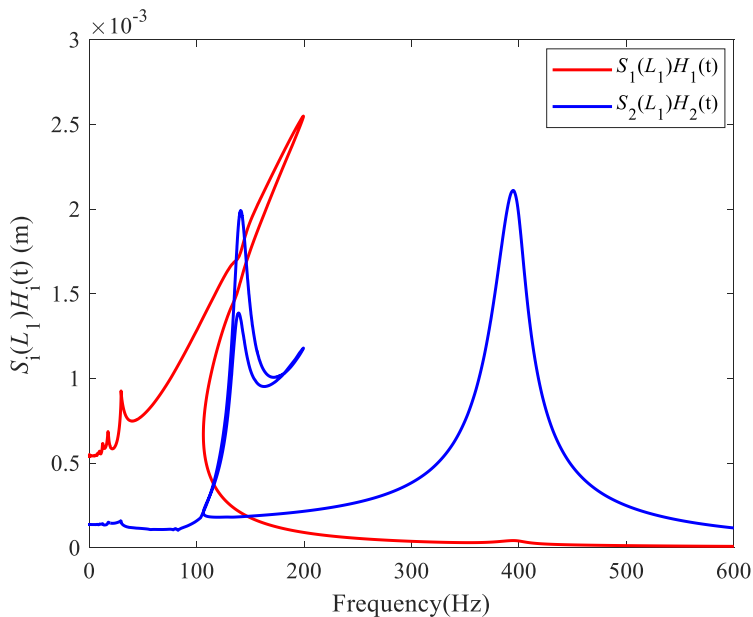


图 3-23 具有非线性地基和边界及外激励幅值增大条件的输流管道的模态响应

综上所述,弹性地基和非线性边界的非线性刚度以及外激励幅值都会对非线性耦合项产生影响,但影响的具体原理有差异:弹性地基和非线性边界的非线性刚度的增大会直接导致非线性耦合项变大;而外激励幅值的增大可能导致悬臂输流管道出现较大位移,进而间接导致非线性耦合项变大。

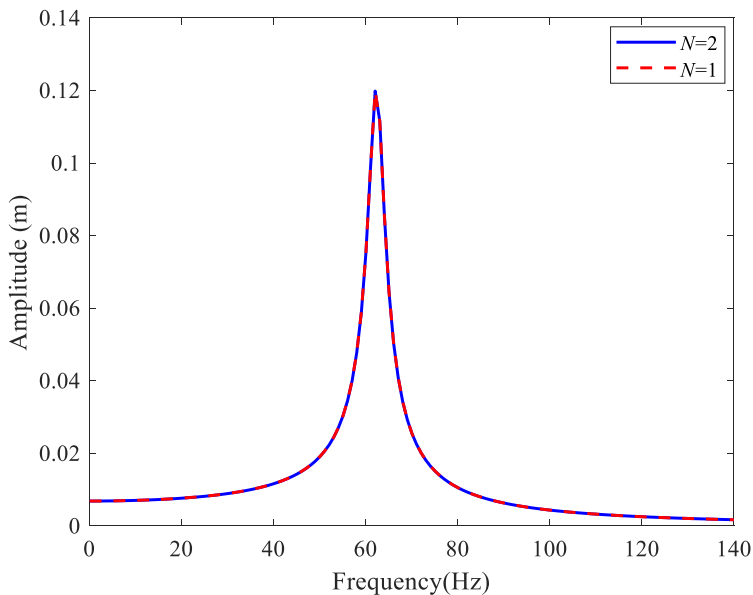


图 3-24 外激励幅值对具有线弹性地基的输流管道幅频曲线的影响

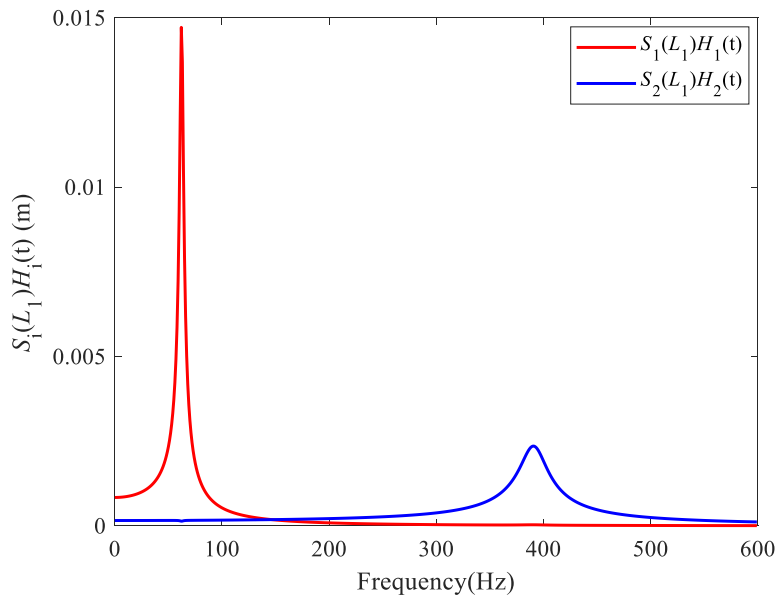


图 3-25 外激励幅值增大对具有线弹性地基的输流管道模态响应的影响

3.3 本章小结

本章基于传递矩阵法和全局模态法的思想,针对具有非线性弹性地基和非线性边界连接结构的输流管道提出了一种非线性动力学解析模型,此模型可广泛用于具有任意类型弹性地基和复杂边界的输流管道结构,结合 Galerkin 法和二阶龙格-库塔法对系统进行动力学特性和响应分析,并进行对比性案例分析,对该输流管道系统的非线性动力学解析模型的准确性进行了验证,并对该输流管道系统各参数进行分析,研究该系统动力学特性变化规律。通过本章研究,得出以下结论:

(1) 非线性弹性地基会使得输流管道幅频曲线硬化非线性特性,同样的,非线性边界也会使得输流管道幅频曲线硬化非线性特性,两者产生非线性现象的原理相同,皆是在非线性动力学解析模型中出现了非线性项,同时,两者的非线性刚度对硬化非线性特性有重要的影响,具体表现为正相关趋势。

(2) 外激励幅值的增大也会显著增强输流管道幅频曲线的非线性特性,因为外激励幅值的增大会增强输流管道的共振强度,同样的,比例阻尼的增大会显著削弱输流管道幅频曲线的非线性特性,因为比例阻尼的增大会减弱输流管道的共振强度。

第 4 章 具有螺栓连接结构输流管道动力学行为分析

第 2、3 章基于解析方法分别对输流管道连接结构进行了振动和动力学特性分析，解析方法具有模型维度精度高和便于掌握连接结构的动力学特性等优点。但是，解析方法一般适用于几何简单的结构，当几何较为复杂时，建立过程会极为繁琐，甚至无法实现，在此局限性下基于有限元法对复杂的结构进行建模更为合适。本章基于有限元软件对具有螺栓连接结构输流管道进行动力学特性分析。

4.1 无螺栓连接结构输流管道动力学特性分析

首先针对无螺栓连接结构输流管道进行有限元建模和动力学分析，以便更好的探究螺栓连接结构对输流管道动力学特性的影响。输流管道法兰环直径为 120 mm，厚度为 10 mm，管长 2 m，材料为结构钢。

表 4-1 无螺栓连接结构输流管道的弯曲频率

弯曲频率	数值结果 (Hz)
X 方向第一阶	71.842
Y 方向第一阶	71.844
X 方向第二阶	398.84
Y 方向第二阶	398.85

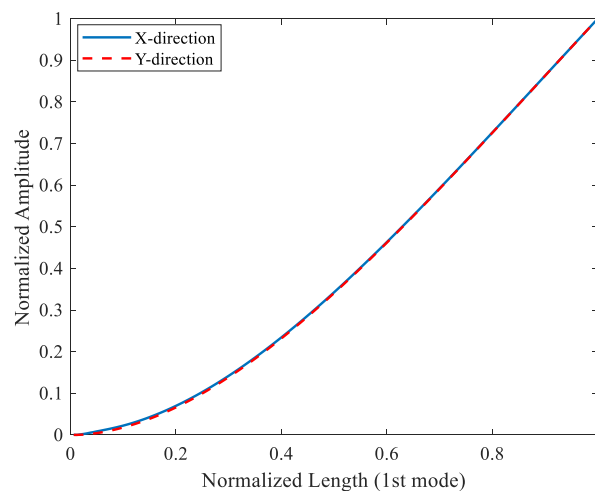


图 4-1 无螺栓连接结构输流管道 X 和 Y 方向第一阶模态振型

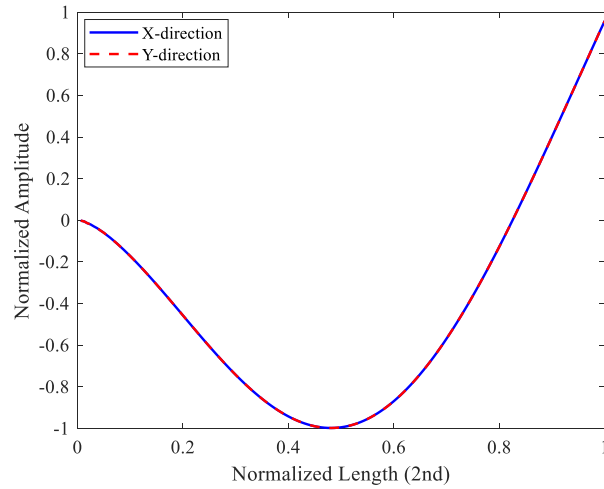


图 4-2 无螺栓连接结构输流管道 X 和 Y 方向第二阶模态振型

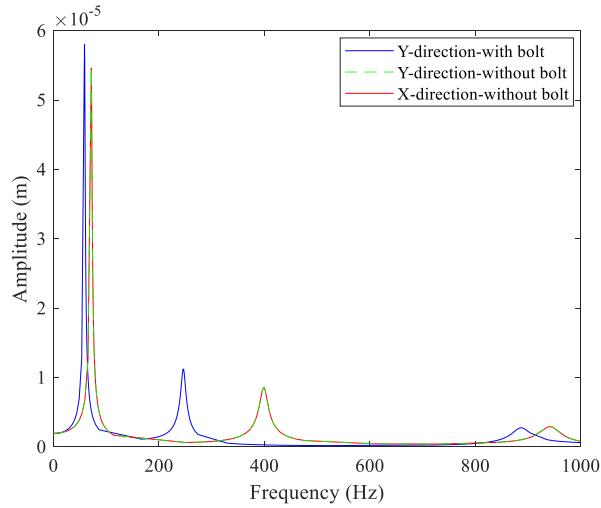


图 4-3 输流管道 X 和 Y 方向上的频响曲线对比

无螺栓连接结构输流管道的连接刚度是对称的，图 4-1、图 4-2 和图 4-3 表明了无螺栓连接结构输流管道在 X 和 Y 方向上的同阶弯曲模态是对称的以及频响曲线是一致的。由图 4-3 中可以看出由于螺栓的存在提高系统的连接刚度，使得前两阶弯曲频率降低，且频响曲线共振峰后移，符合弯曲频率降低的趋势。

4.2 具有螺栓连接结构输流管道动力学特性分析

考虑具有螺栓连接结构输流管道并进行有限元建模和动力学分析，探索重力和螺栓连接结构对输流管道动力学特性的影响。如图 4-1 所示，设置输流管道所受重力方向为轴向，模拟上端固支和下端自由的边界条件。螺栓连接结构设置在管道中部，螺栓规格为 $4 \times M8 \times 60 \text{ mm}$ ，结构管道关于螺栓连接界面对称。

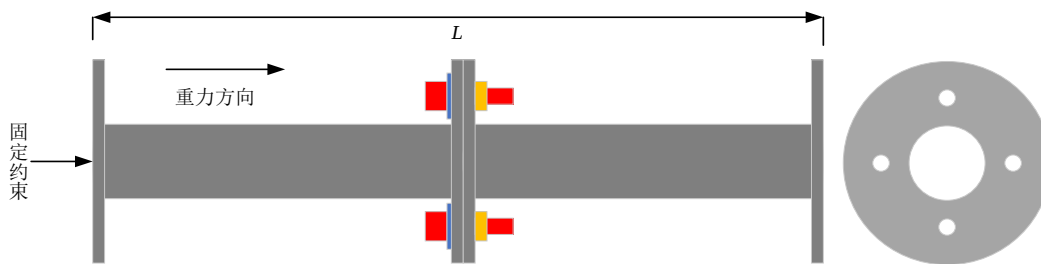


图 4-1 轴向重力下具有螺栓连接结构的输流管道示意图

螺栓连接处的螺栓预应力都设置为 1000 N，在以上设置的条件下，得到的输流管道弯曲频率如表 4-2 所示。通过观察数据发现，具有螺栓连接结构输流管道的同阶弯曲频率在 X 和 Y 方向上基本一致。这说明当四个螺栓的预紧力数值一致时，轴向重力下具有螺栓连接结构输流管道在 X 和 Y 方向上的连接刚度是对称的。

表 4-2 轴向重力下输流管道的弯曲频率

弯曲频率	数值结果 (Hz)
X 方向第一阶	58.795
Y 方向第一阶	58.943
X 方向第二阶	245.52
Y 方向第二阶	246.32

通过商业有限元软件得到的该结构模态振型和频响曲线分别图 4-1 和图 4-2 所示，观察可知在 X 和 Y 方向上的模态振型和频响曲线差异较小，以上结果进一步表明，轴向重力下具有螺栓连接结构输流管道中各个螺栓的预紧力数值一致时，在 X 和 Y 方向上的同阶弯曲模态是对称的。

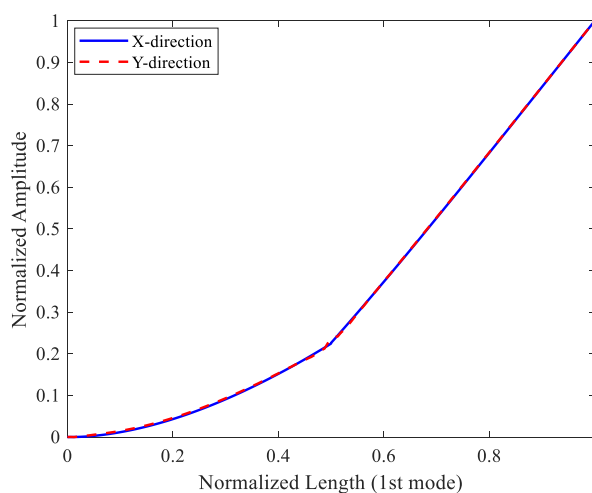


图 4-4 轴向重力下输流管道 X 和 Y 方向第一阶模态振型

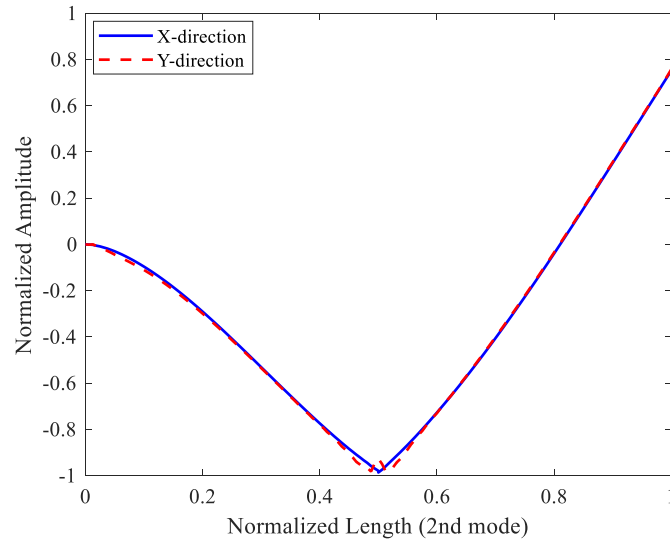


图 4-5 轴向重力下输流管道 X 和 Y 方向第二阶模态振型

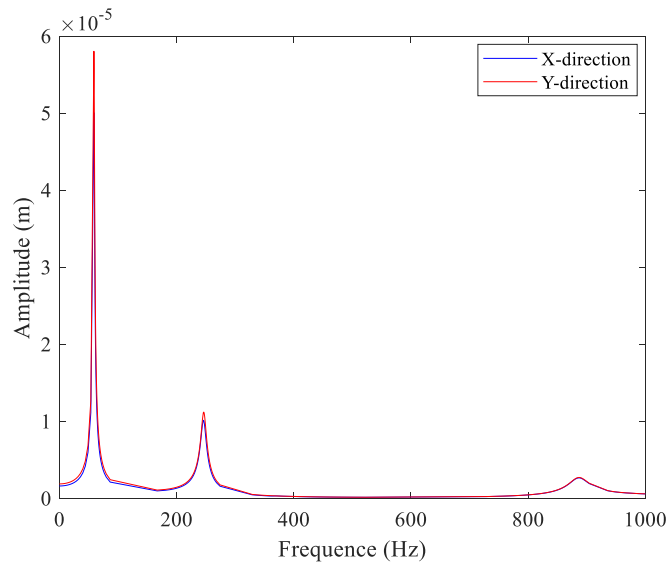


图 4-6 轴向重力下输流管道 X 和 Y 方向的频响曲线

为了探索重力对具有螺栓连接结构输流管道动力学特性的影响，在商业有限元中将输流管道设置为悬臂边界条件。接下来将对两种不同螺栓预紧力条件下的具有螺栓连接结构的悬臂输流管道进行有限元求解。首先将所有螺栓的预紧力都将设置为 1000 N，并设置径向重力，如图 4-2 所示。

得到弯曲频率如表 4-3 所示，由表中数值可知，Y 方向的弯曲频率高于 X 方向的弯曲频率。由重力方向为轴向的输流管道的两阶 X 方向和 Y 方向上弯曲频率可知，理论上，螺栓连接结构中每个螺栓的预紧力一致时，该系统在 X 方向和 Y 方向的同阶弯曲频率应该保持一致。但上述结果表明，同阶弯曲频率在 X 和

Y 方向上有着明显的差异，这表明该系统在 X 方向和 Y 方向上的连接刚度不再一致。

综上所述，可以推测由于该管道系统拥有较大的长细比以及悬臂边界条件，其重力对该系统的影响不可忽视。因此，在上述条件下，螺栓连接界面受重力影响从而导致界面不均匀变形，进一步导致各个螺栓预紧力都有不同的变化，进而使得 X 方向和 Y 方向上连接刚度不再对称，以至于使得该系统在 X 方向和 Y 方向上同阶弯曲频率不一致。

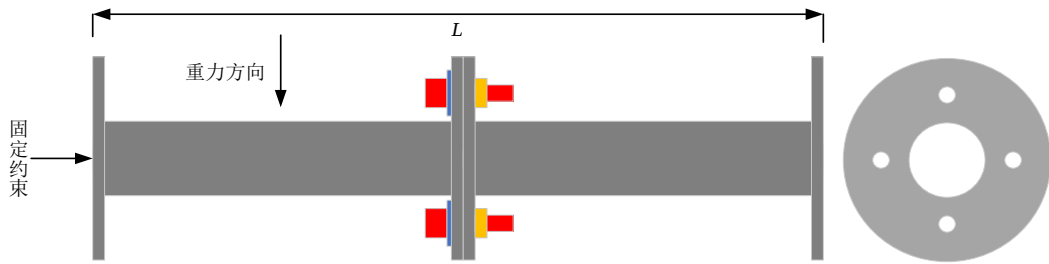


图 4-2 径向重力下的输流管道示意图

表 4-3 预紧力为 1000 N 时输流管道的弯曲频率

弯曲频率	数值结果 (Hz)
X 方向第一阶	58.811
Y 方向第一阶	59.339
X 方向第二阶	245.61
Y 方向第二阶	248.39

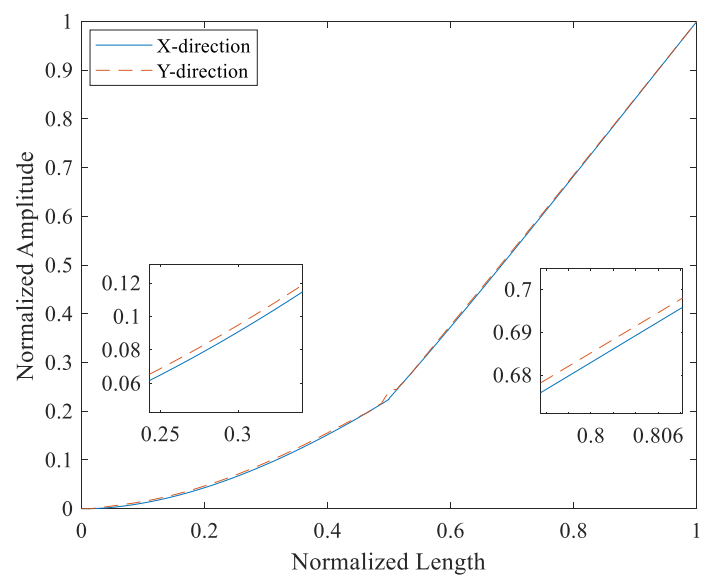


图 4-7 预紧力为 1000 N 时输流管道的第一阶模态振型

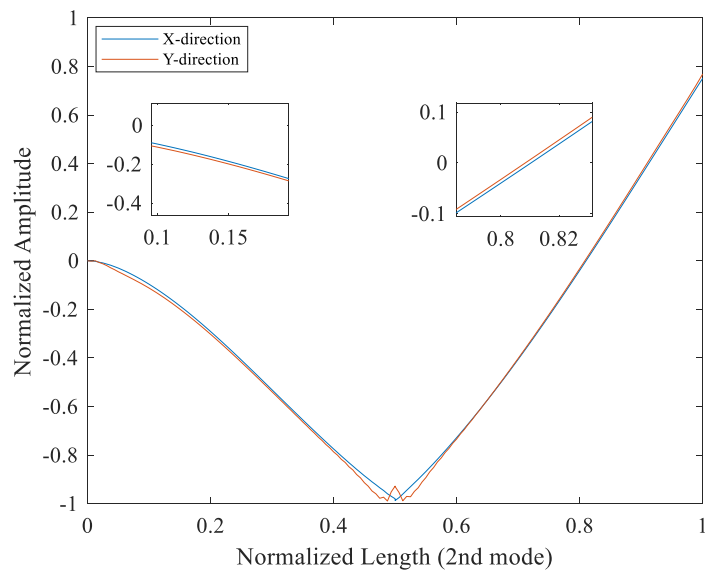


图 4-8 预紧力为 1000 N 时输流管道的第二阶模态振型

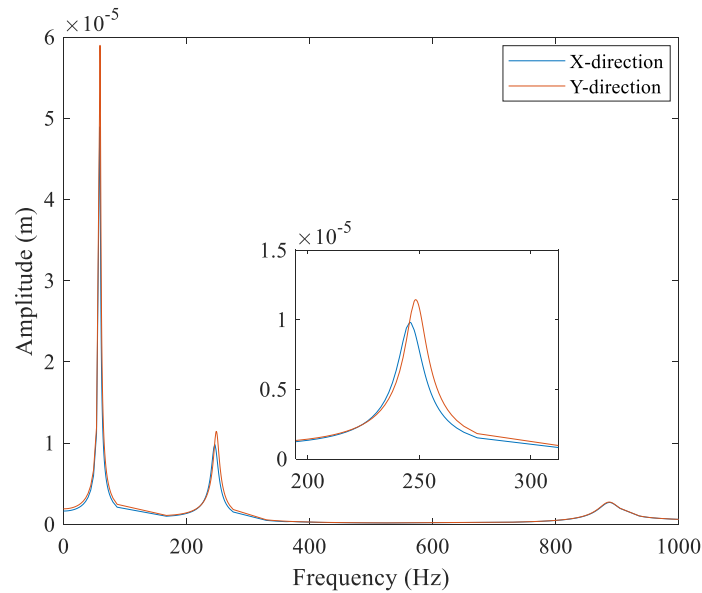


图 4-9 预紧力为 1000 N 时输流管道 X 和 Y 方向的频响曲线

从上述结果中推测，由于重力的作用，输流管道底部螺栓向下移动，从而使其预紧力增大。为了验证此种猜想，将输流管道底部螺栓的预紧力设置为 500 N，其他条件保持不变。

如表 4-4 所示，得到的数值结果表明，X 方向上的弯曲频率与预紧力为 1000 N 时的弯曲频率基本保持一致，而 Y 方向上的弯曲频率明显减小，同时，其数值与竖直悬挂的具有螺栓连接结构输流管道 Y 方向的相应频率差异较小，因此，从定性方面对上述推测进行了验证。

表 4-4 预紧力为 500 N 时输流管道的弯曲频率

弯曲频率	数值结果 (Hz)
X 方向第一阶	58.791
Y 方向第一阶	58.948
X 方向第二阶	245.51
Y 方向第二阶	246.31

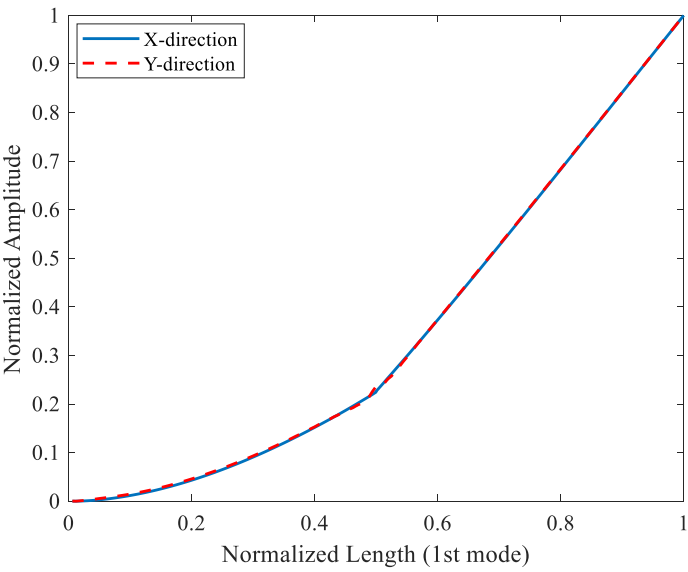


图 4-10 预紧力为 500 N 时输流管道的第一阶模态振型

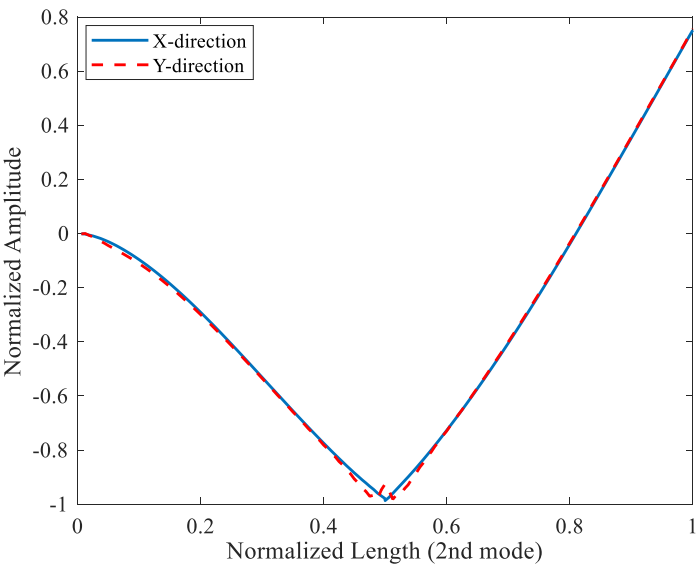


图 4-11 预紧力为 500 N 时输流管道的第二阶模态振型

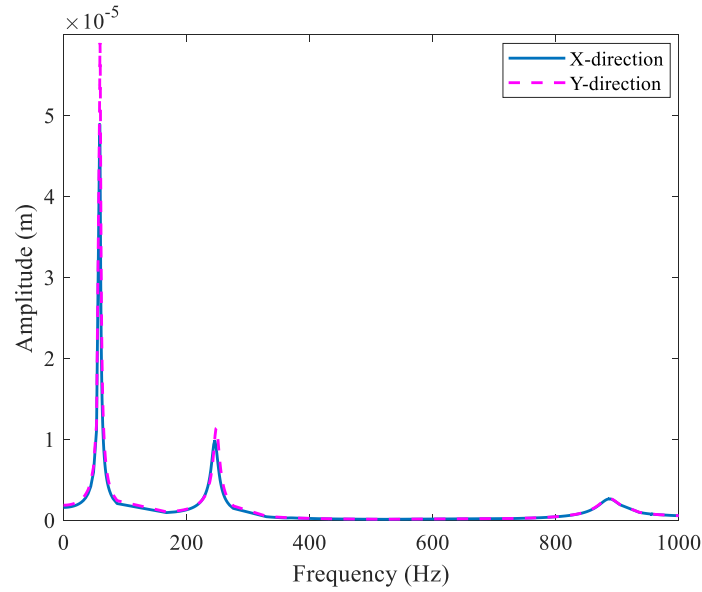


图 4-12 预紧力为 500 N 时输流管道 X 和 Y 方向的频率响应

4.3 考虑流体的具有螺栓连接结构输流管道动力学特性分析

基于商业有限元软件，管内流体为声学单元网格尺寸为 0.01 m，流体声学体积分量设置为 1.96×10^9 Pa，流体密度设置为 1000 kg/m^3 ，流体流速设置为 0 m/s。并使用 Tie 约束将输流管道管内壁与流体外表面进行绑定，从而模拟管内壁与流体的耦合。

从图 4-13 中可知，流体与管内壁之间已经很好地进行了耦合。在此基础上对管道系统进行频域分析，在输流管道固支端 0.2 m 处一点施加轴向和横向等值的简谐激励，幅值为 100 N。频域分析范围为 1-2000 Hz，分析步长为 0.5 Hz。

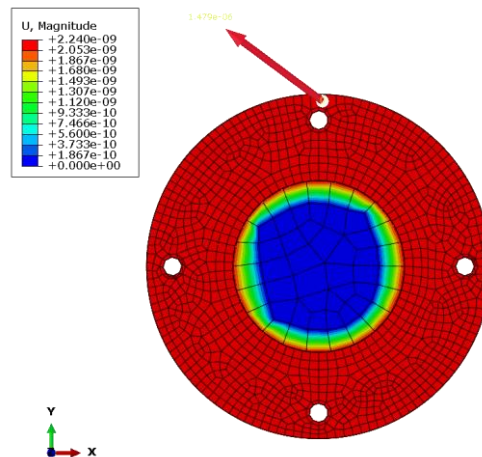


图 4-13 模拟管壁与管内流体流固耦合示意图

表 4-5 考虑流体的具有螺栓连接结构输流管道的弯曲频率

弯曲频率	数值结果 (Hz)
X 方向第一阶	53.527
Y 方向第一阶	53.625
X 方向第二阶	227.21
Y 方向第二阶	227.93

通过表 4-5 可知,考虑流体后该管道系统的前两阶固有频率出现减小的趋势,由图 4-13 可知,流体对管道系统末端点频响曲线的峰值有一定影响,在降低各阶弯曲频率以致于各阶共振峰左移的同时,也降低了各阶共振峰峰值,但不会改变连接刚度的对称性,因此, X、Y 方向上各阶弯曲频率和幅频曲线基本保持一致。

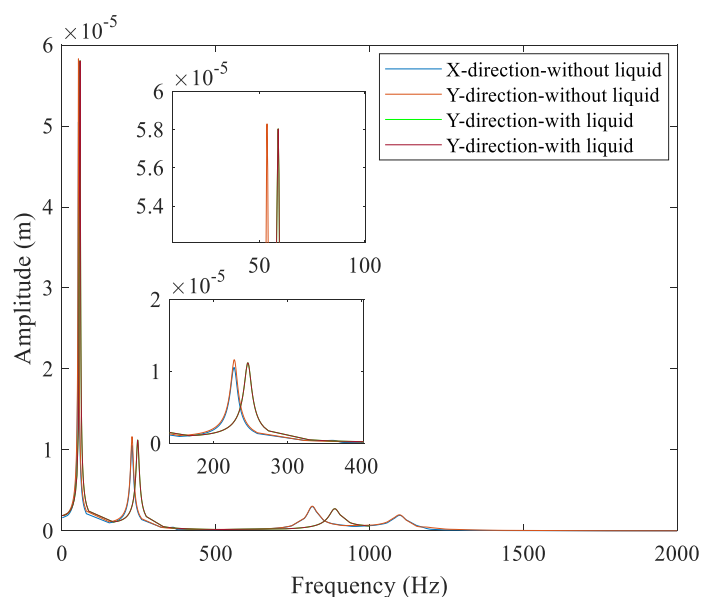


图 4-14 是否考虑流体的具有螺栓连接结构输流管道的频率响应对比图

4.4 功率流分析

对有、无螺栓连接结构和考虑流体的输流管道进行功率流分析,分析螺栓连接结构和流体对功率流的影响。将振动功率流定义为结构振动速度与力的乘积,在输流管道固支端 0.2 m 处一点施加轴向和横向等值的简谐激励,幅值为 100 N。

$$p = \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{FV^*\} = \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{F * V\} = \frac{1}{2} [\operatorname{Re}\{F\} \operatorname{Re}\{V\} + \operatorname{Im}\{F\} \operatorname{Im}\{V\}] \quad (3-31)$$

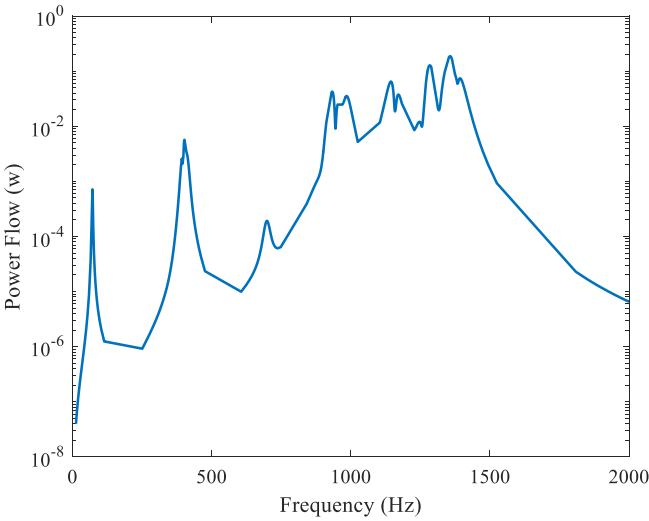


图 4-15 无螺栓连接结构输流管道的末端点总功率流

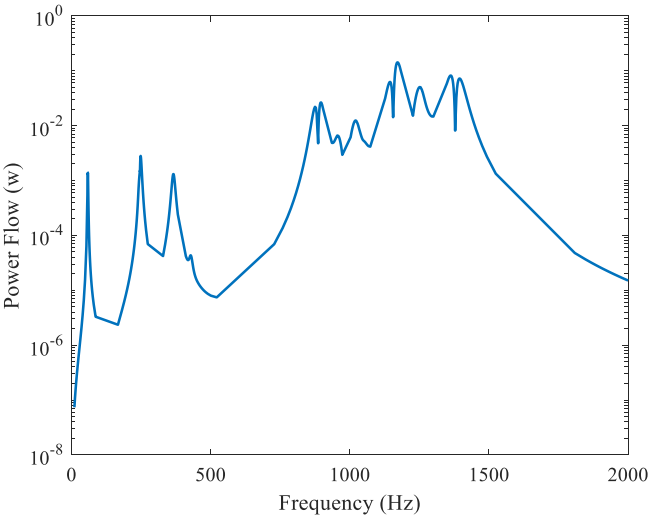


图 4-16 有螺栓连接结构输流管道的末端点总功率流

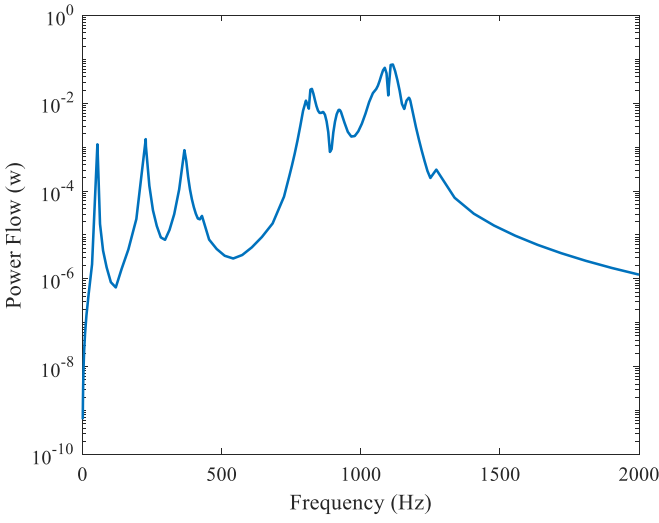


图 4-17 考虑流体的具有螺栓连接结构输流管道的末端点总功率流

由图 4-15 和图 4-16 可知,无螺栓连接结构输流管道末端点功率流在低频(0-600 Hz)范围内和低频(800-1500 Hz)范围内共振峰峰值都较高,且无螺栓连接结构输流管道末端点功率流在低频范围和低频范围内有更多的共振峰,这表明螺栓连接结构对该系统总功率流有较强的影响,会使得低频范围内共振峰向更低频处移动,且对整体功率流峰值有抑制作用。由图 4-16 和 4-17 可知,流体对输流管道的末端点总功率流的共振峰振型没有明显的影响,但会显著降低低频范围内和低频范围内的功率流峰值。

4.5 本章小结

本章基于有限元法,研究了螺栓连接结构及流体对输流管道振动特性与幅频曲线的影响,通过本章研究,得出以下结论:

(1) 重力方向会影响螺栓连接面的预紧力,当重力方向为螺栓轴向时,会提高输流管道的各阶 X、Y 向弯曲频率,但不会改变连接刚度对称性,当重力方向为螺栓径向时,只会提高输流管道的 Y 向弯曲频率,会改变连接刚度对称性,导致 X、Y 向同阶弯曲频率不一致,也会使得 X、Y 向幅频曲线不一致。

(2) 螺栓连接结构和流固耦合对输流管道总功率流有较强的影响,会使得低频范围内共振峰向更低频处移动,且对整体功率流峰值有抑制作用。

第 5 章 具有外流体域输流管道流固耦合及声辐射特性分析

目前较多关于输流管道流固耦合特性及耦合振动的文献,但输流管道在应用时不仅要考虑自身内部流固耦合,还要考虑管道外壁与环境水域的接触,因此对输流管道在水域中不同浸没方式和深度下的振动声辐射进行分析^[64]。本章采用商业有限元软件,基于声固耦合效应对输流管道流固耦合特性和不同浸没方式和程度下的水下声辐射进行分析。

5.1 输流管道流固耦合特性分析

通过有限元软件中,利用声学-固体相互作用模块建立半浸没输流管道系统模型。输流管道外径 $D=80\text{ mm}$, 内径 $d=35\text{ mm}$, 总长 $L=1500\text{ mm}$ 。设置管道网格属性为三维应力单元,即 C3D8R, 并设置流体网格属性为声学二次型单元,即 AC3D20。在输流管道两端水介质表面,设置声学阻抗,用以模拟全反射声界面,对输流管道进行频域分析,在自由端一点设置简谐激励,激励幅值 100 N ,扫描范围为 $1\text{--}1500\text{ Hz}$ 。输流管道系统模型图如图 5-1 和图 5-2 所示,输流管道系统材料属性如下表 5-1 所示。

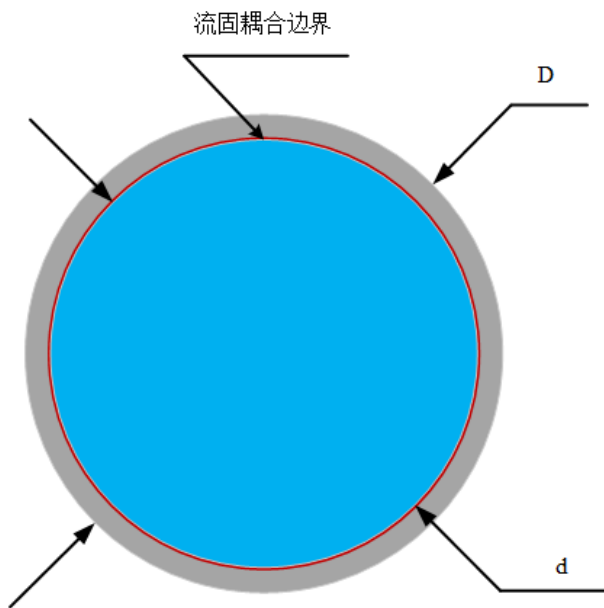


图 5-1 输流管道声固耦合边界示意图

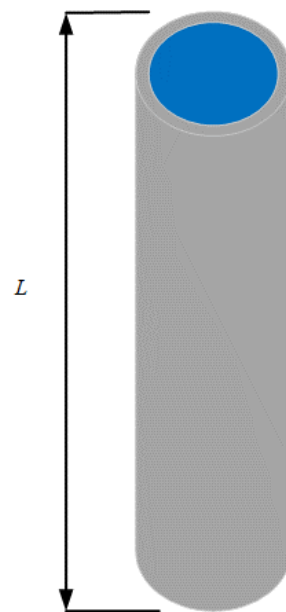


图 5-2 输流管道模型示意图

表 5-1 输流管道材料属性

材料	密度 ρ /(kg/m ³)	声速 c/(m/s)	杨氏模量/E(p _a)	泊松比 μ
结构钢	7850	不考虑	210e9	0.29
水	1000	1500	不考虑	不考虑
空气	1.29	343	不考虑	不考虑

将管内壁设置为硬声场边界，即模拟管道内部为真空条件，得到横向激励下管壁位移和轴向激励管壁位移，如图 5-3 和图 5-4 所示。

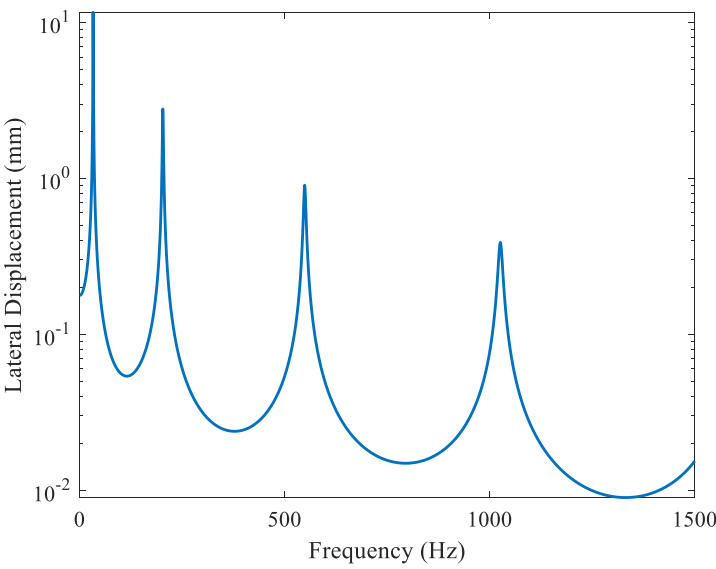


图 5-3 未充液直管横向激励管壁位移

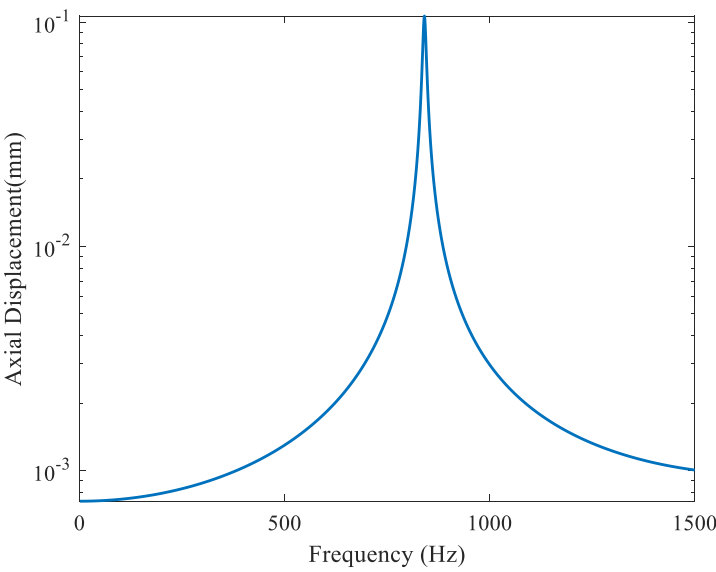


图 5-4 未充液直管轴向激励管壁位移

将管内壁与空气介质进行绑定处理以模拟流固耦合，得到横向激励下管壁位移和轴向激励管壁位移，如图 5-5 和图 5-6 所示。

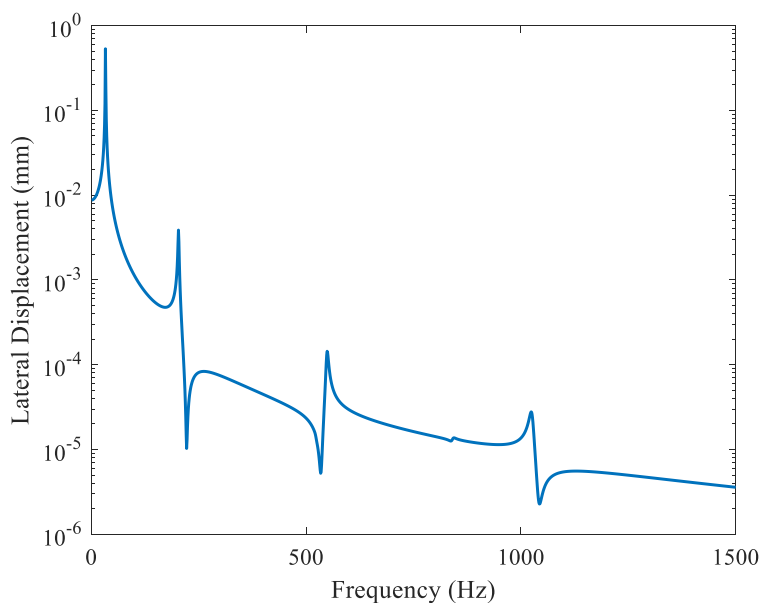


图 5-5 管内流体为空气的直管横向激励管壁位移

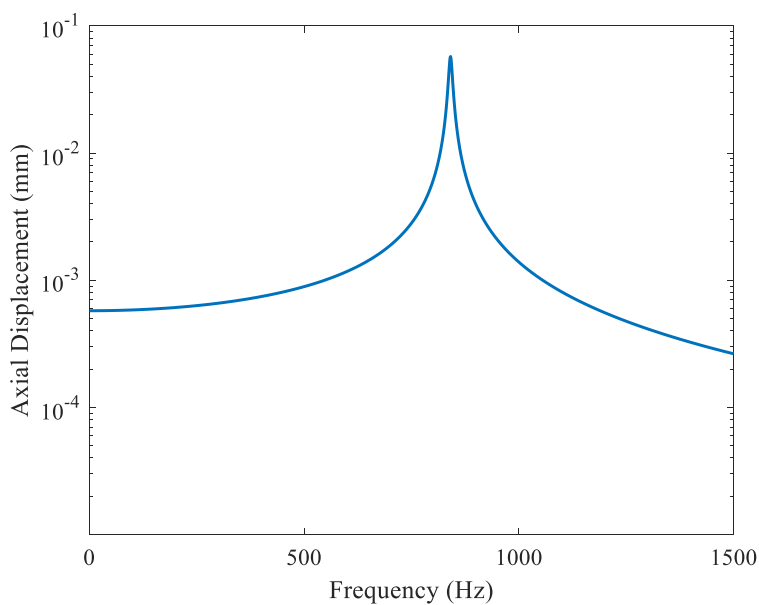


图 5-6 管内流体为空气的直管轴向激励管壁位移

将管内壁与水介质进行绑定处理以模拟流固耦合，得到横向激励下管壁位移和轴向激励管壁位移，如图 5-7 和图 5-8 所示。

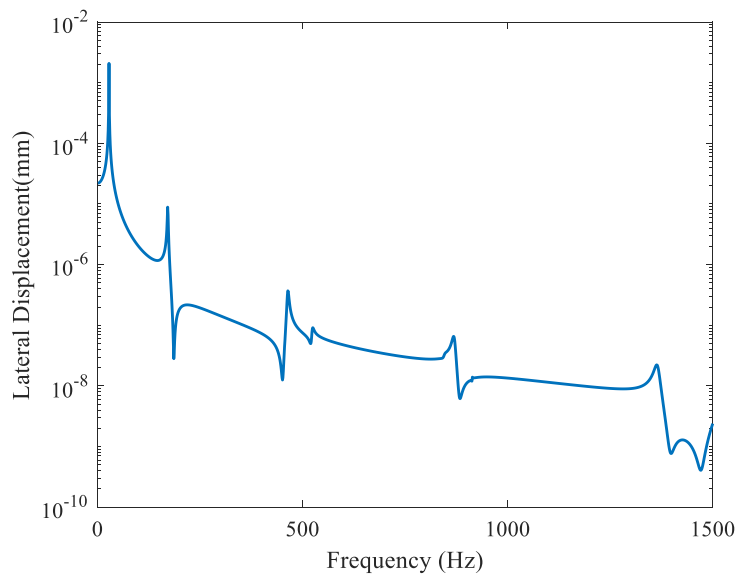


图 5-7 管内流体为水的直管横向激励管壁位移

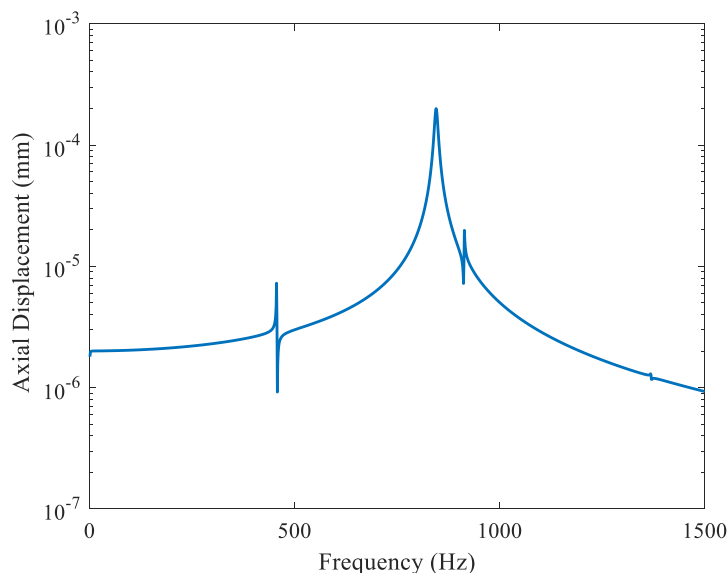


图 5-8 管内流体为水的直管轴向激励管壁位移

由图 5-3 到图 5-8 可知，直管的轴向振动和横向振动是互不耦合的，在同频率内，三种耦合条件下轴向激励下幅频曲线的共振峰都少于轴向激励下幅频曲线的共振峰，显然横向激励下管路的振动位移更大；流固耦合会削减共振峰的幅值，水介质的比空气介质的削减能力更强。

由图 5-5 到图 5-7 可知，管内流体响应的第四个峰值频率受空管的影响，在空管的第三和第四共振峰之间形成一个共振峰和反共振峰，频率范围为 (847 Hz-912 Hz)，流体为水介质时共振峰和反共振峰更显著，即为流固耦合现象。

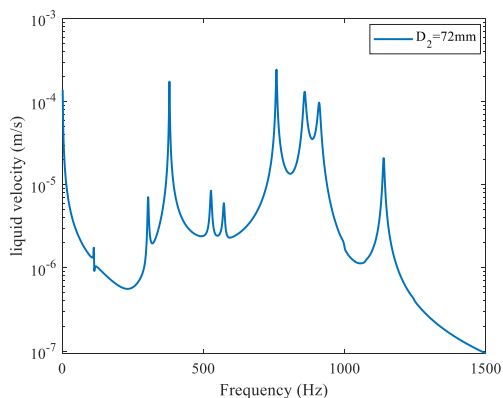


图 5-9 壁厚为 1 mm 时流体速度

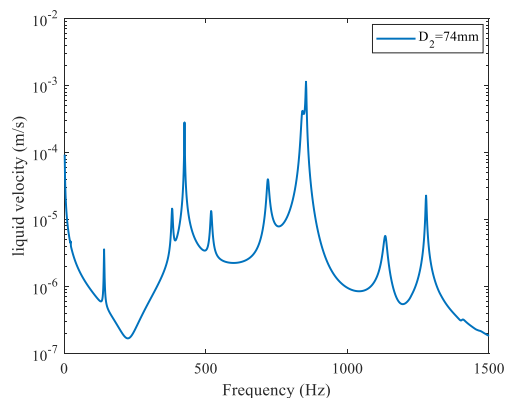


图 5-10 壁厚为 2 mm 时流体速度

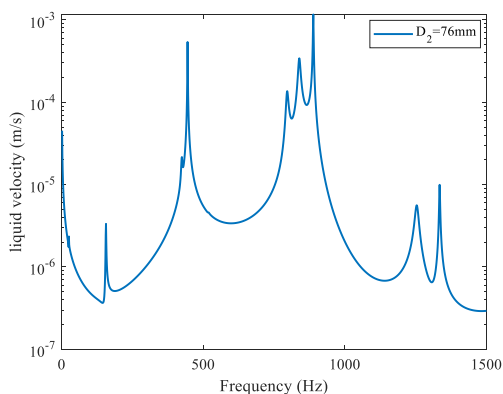


图 5-11 壁厚为 3 mm 时流体速

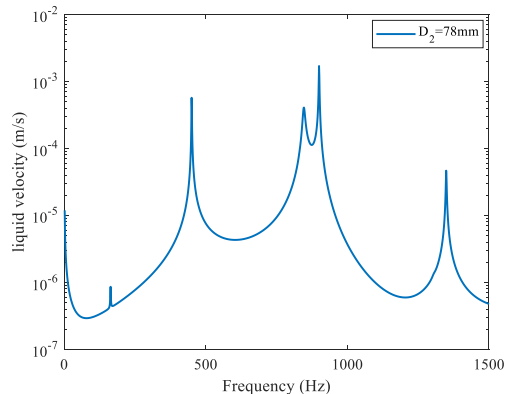


图 5-12 壁厚为 4 mm 时流体速

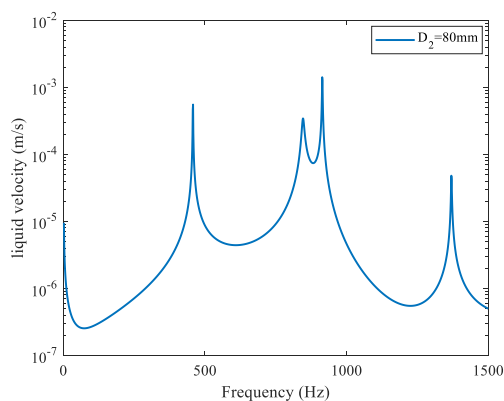


图 5-13 壁厚为 5 mm 时流体速度

由图 5-9 到图 5-13 可知，厚径比参数对流固耦合敏感，当厚径比较小时，流固耦合明显，当厚径比较大时，流固耦合不显著；当壁厚减少时，流固耦合效应对管内流速的影响就愈发显著，会出现更多的低阶固有频率所对应的共振峰，并随着厚径比的减小，各阶主共振峰左移，且共振峰峰值增大；在壁厚达到最小 1 mm 时，会出现反共振峰，这为避免输流管道低频共振提供了理论基础；同时，

随着厚径比的减小，各阶主共振峰之间出现新的分裂峰，其主要原因是厚径比的减小降低了系统刚度，进而降低了管内流体的流速。

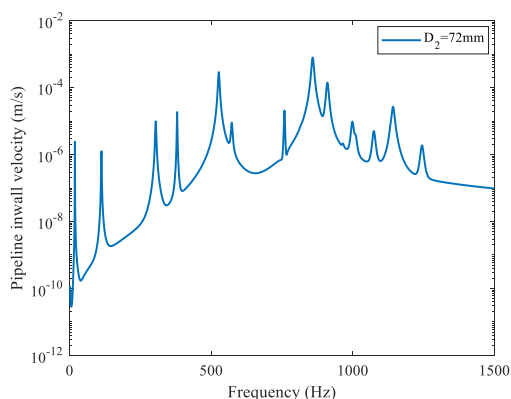


图 5-14 壁厚为 1 mm 时管壁速度

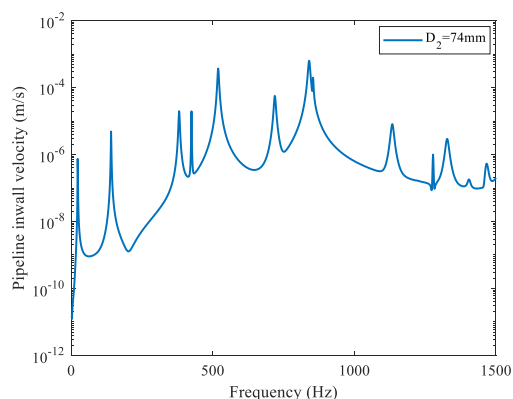


图 5-15 壁厚为 2 mm 时管壁速度

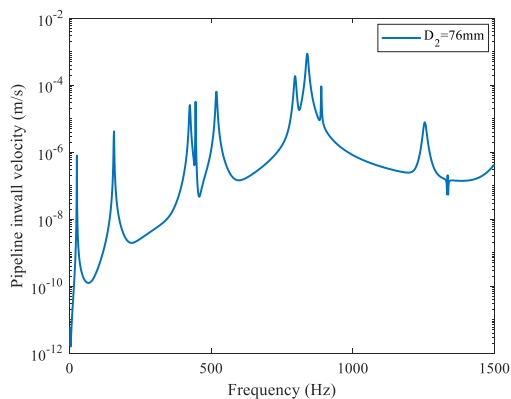


图 5-16 壁厚为 3 mm 时管壁速度

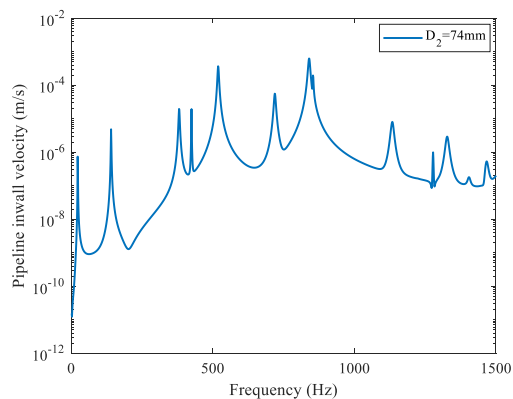


图 5-17 壁厚为 4 mm 时管壁速度

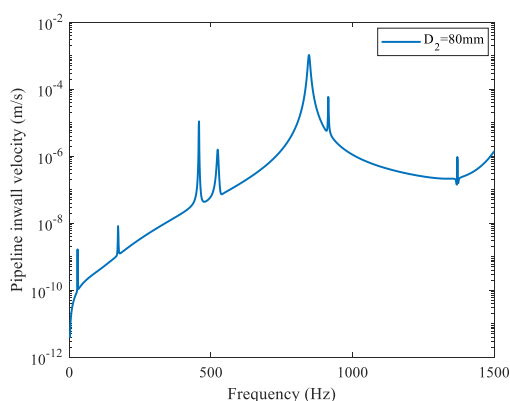


图 5-18 壁厚为 4 mm 时管壁速度

由图 5-14 到图 5-18 可知，当厚径比增大时，流固耦合显著增强，各阶共振峰更加显著的同时还激发了更多频率下的共振峰；随着厚径比的减小，高频共振

峰向更高频处移动，主共振峰的峰值不随厚径比的变化有显著的变化，主要变化在于分裂缝更加显著并成为新的主共振峰。

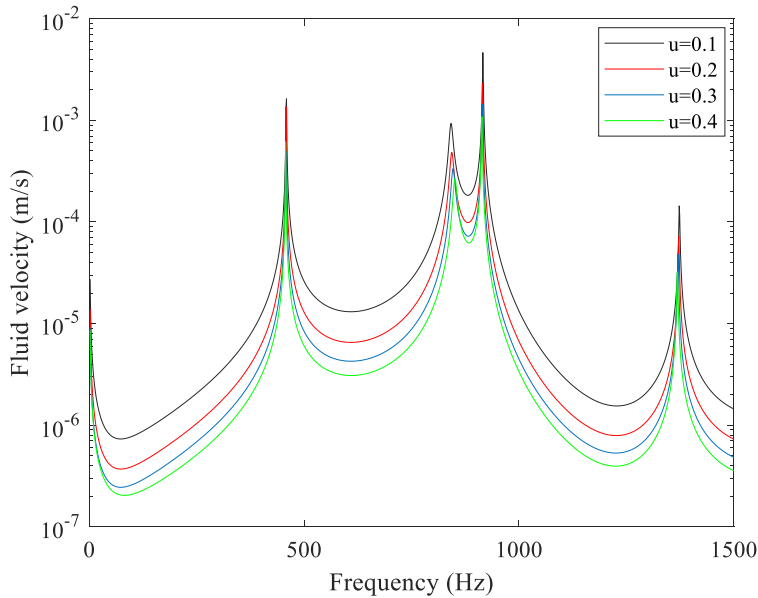


图 5-19 泊松比对流固耦合中流体速度的影响

由图 5-19 可知，在图中所示频率范围内，随着泊松比的改变，流体速度波峰与波谷交替变化；随着泊松比的增大，流体流速峰值整体减小，同时，除第二波峰（频率值对应图 5-5 和图 5-7 中因流固耦合而出现的共振峰）外其余各波峰随着泊松比的增大而左移，此即为泊松耦合效应增强，共振峰频率向更低频处移动；而第二波峰随着泊松比的增大会显著地向高频处移动，与图 5-5 和图 5-7 中除因流固耦合出现的波峰外，各阶波峰峰值频率会受空管影响的结论互相印证。

5.2 径向半浸没输流管道声压应力分布图

管道内外采用声学介质模拟流体，流体均为水介质，边界条件设置为悬臂边界，管外为半圆柱模型如图 5-20 所示。

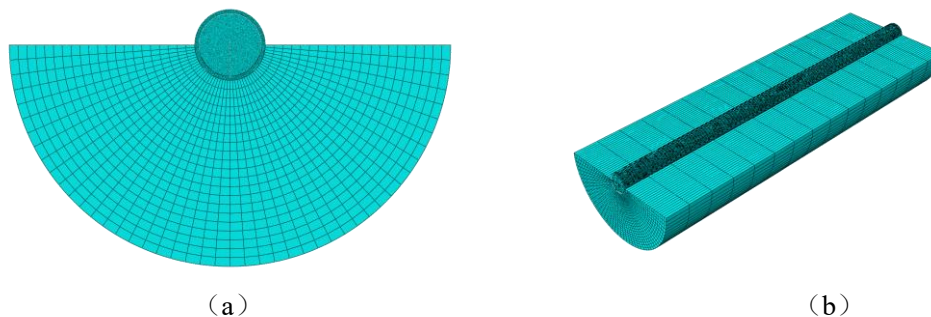


图 5-20 半浸没输流管道模型示意图 (a) 模型正视图 (b) 模型轴视图

考虑径向浸没深度对输流管道振动声辐射的影响,分别在三种浸没深度(h)的输流管道中部自由边界处同一点处施加 Y 向简谐激励,幅值为 100 N,从而进行频域分析。得到图 5-21 到图 5-26 的不同浸没深度输流管道在 2000 Hz 频率下的声压应力分布图,并在正视图中标明输流管道的总位移。

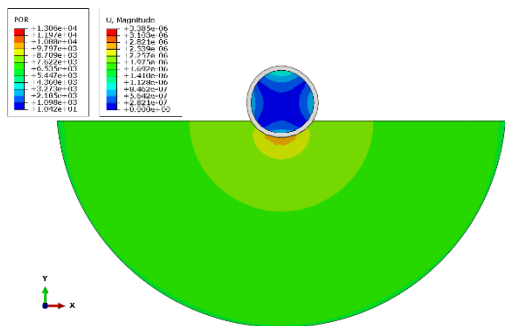


图 5-21 $h=D/4$ mm 声压云图正视图

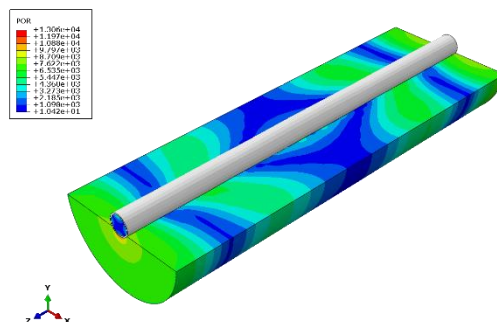


图 5-22 $h=D/4$ mm 声压云图轴视图

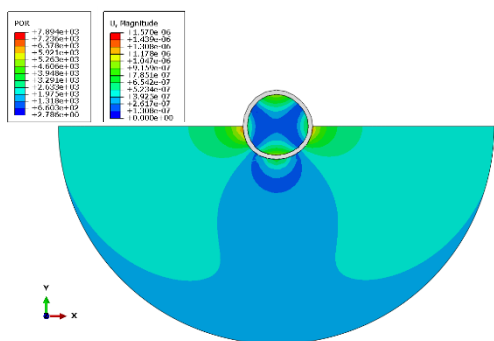


图 5-23 $h=D/2$ mm 声压云图正视图

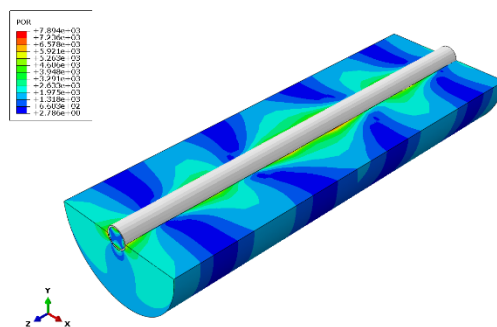


图 5-24 $h=D/2$ mm 声压云图轴视图

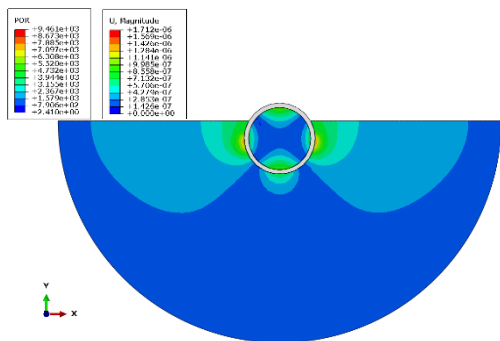


图 5-25 $h=3D/4$ mm 声压云图正视图

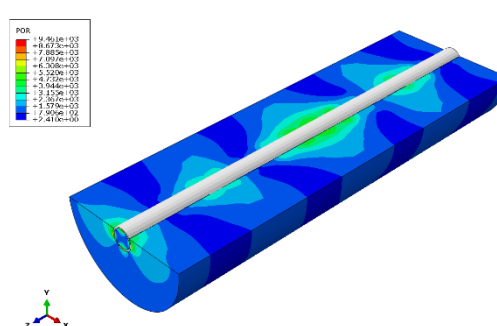


图 5-26 $h=3D/4$ mm 声压云图轴视图

由图 5-21 和图 5-22 可知,根据位移图例可以观察到,当管道浸没深度 $h=D/4$ mm 时,管道受到谐波激励的影响最大,管外流体域辐射的声压波动呈圆心波状向外扩散,随着声波远离管道,声压值减小,管内流体域声压呈四向扩散,从管道中心点到上下左右方向且有递增的趋势,且上下方向上的声压集中面积比左右方向更大;在管内流体域中顶部声压值达到最大,管道底部外流体域的声压值达到最大。

由图 5-23 和图 5-24 可知,根据位移图例可以观察到,当管道浸没深度 $h=D/2$ mm 时,管道受到谐波激励作用的振幅较小,管内流体域声压和图 5-21 有相同的扩展趋势,但有着更强的集中作用,高声压值的区域更大;管外流体域的声压在管外中部和下部区域有明显的集中作用,管道外中部两侧的声压最大。

由图 5-25 和图 5-26 可知,根据位移图例可以观察到,当管道浸没深度 $h=3D/4$ mm 时,管道受到谐波激励作用的振幅相较图 5-21 中管道振幅更小,管内流体声压和图 5-23 有相同的扩展趋势,管外流体域的声压在管外中部和下部区域中的集中作用相较图 5-23 更强,管道外流体域声压最大的位置与图 5-23 基本保持一致,但声压值更大。

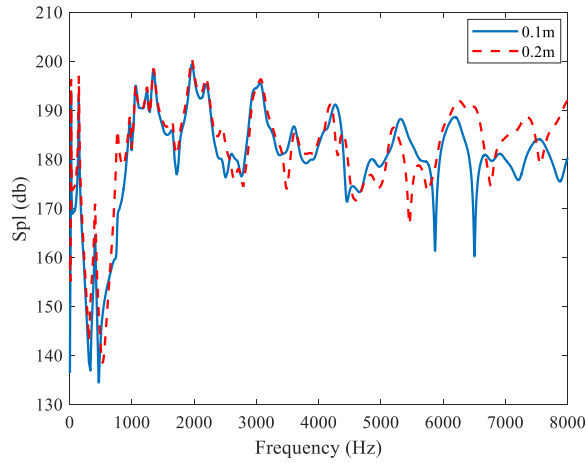
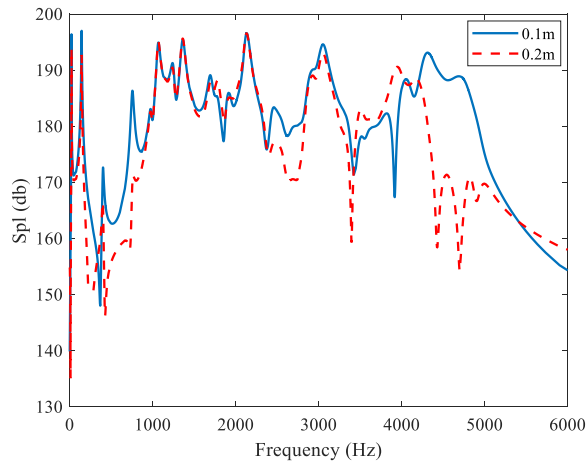
综上所述,当管道浸没深度未达到 $h=D/2$ mm 时,管道对外辐射的声压波动呈圆心波状传递,且简谐激励对管道的振幅影响最显著;当管道浸没深度达到 $h=D/2$ mm 及以上时,会在管外流体域靠近管道中部和下部出现声压集中作用,随着浸没深度的增大,声压集中作用愈发明显。

5.3 径向半浸没输流管道外流体域声压级曲线

为了探索激励频域范围内径向半浸没输流管道外声压级曲线变化情况,取管道下 0.1 m 和 0.2 m 两处作为参考点绘制频率-声压级曲线,将两点分别记为 h_1 和 h_2 。首先提取出两处参考点的频域-声压变化情况,单位分别为 Hz 和 Pa。

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_r} \quad (5-1)$$

其中, L_p 代表声压级,单位为 dB, P 代表测量压力, P_r 为参考压力,声学介质为水介质,因此设置参考声压 P_r 为 1×10^{-6} Pa。根据式 5-1 可以得到两处参考点的频域-声压级变化情况,如图 5-27 到图 5-29 所示。

图 5-27 $h=D/4$ mm 声压级变化曲线图 5-28 $h=D/2$ mm 声压级变化曲线

由图 5-27 可知, h_1 点和 h_2 点的声压级变化曲线形式基本相同, 由于管道出现了共振和反共振现象, 导致声压级曲线也出现了较多的共振峰和反共振峰; 两点低频处的声压级曲线基本一致, 随着频率的增大, h_1 点与 h_2 点处的声压级变化曲线出现了较为明显的分离现象, 具体表现为共振峰与反共振峰向高频处偏移, 且 h_1 点处的声压级峰值相对更大。

由图 5-28 可知, 浸没深度 $h=D/4$ mm 与浸没深度 $h=D/2$ mm 时两点声压级变化曲线有着一致的变化趋势, 但前者高频处声压级曲线分离现象更显著, 随着频率值的继续提高, 声压级曲线的变化趋势逐渐归于平稳。由图 5-29 可知, 浸没深度达到 $h=3D/4$ mm 时, 出现了更多的共振峰与反共振峰, 且反共振峰峰值明显低于前两种浸没深度; h_1 点与 h_2 点的声压级曲线变化趋势基本一致, 但中高频处声压级曲线分离现象更显著, 随着频率的增大, 两点的共振峰和反共振峰

峰值差值逐渐增大，之后变化均趋于平稳。

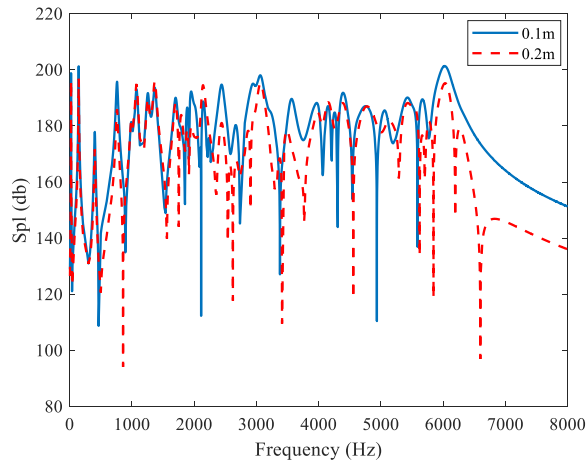


图 5-29 $h=3D/4$ mm 声压级变化曲线

综上所述，三种浸没深度下的不同参考点声压级变化曲线的变化趋势基本一致，当浸没深度未达到管道圆心处时，管道声压级变化曲线的呈现波动变化，在频域范围内（0-8000 Hz）不随频率的增大而趋于平稳，与上文中提到的此种浸没深度下声压呈圆心波状扩散相对应。当浸没深度达到管道圆心及以上时，管道声压级变化曲线的呈现更多的共振峰和更小峰值的反共振峰，后逐渐减小并趋于平稳，与 5.2 节中外流体域对声压具有集中作用相对应。可知，不同浸没深度管道声压级曲线与管道下部流体域的声压波动形式相关。

5.4 轴向半浸没输流管道声压应力分布图

管内外流体域均为圆柱模型，圆柱面和自由端圆柱地面设置为吸收边界以模拟无限水域，边界条件设置为悬臂边界，在离固支端 200 mm 处一点设置 Y 向简谐激励，激励幅值为 100 N，如图 5-30 所示。

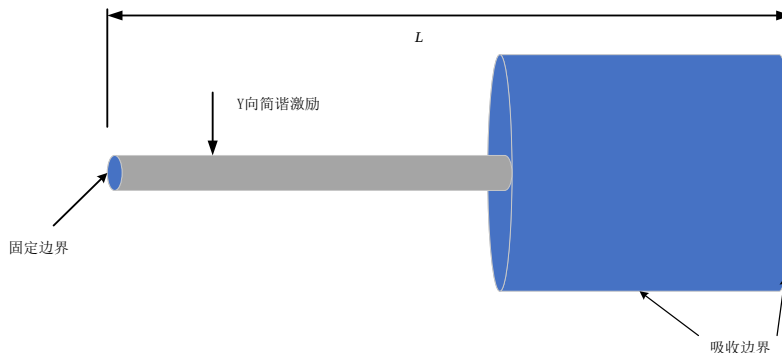


图 5-30 轴向半浸没输流管道示意图

得到在单一频率 1500 Hz 作用下轴向浸没深度为 $L/3$ mm 和 $L/3$ mm 时声压云图后视图, 如图 5-31 和图 5-32 所示。

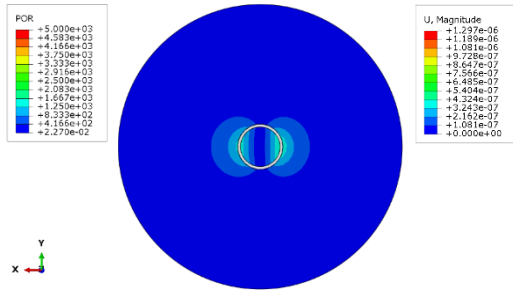


图 5-31 轴向浸没深度为 $L/3$ mm 声压云

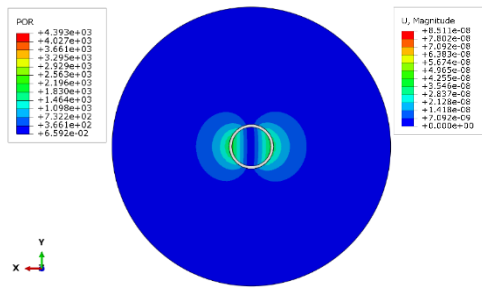


图 5-32 轴向浸没深度为 $L/2$ mm 声压云

由如图 5-31 和图 5-32 可知, 当管道轴向浸没深度为 $L/2$ mm 时, 管道受到谐波激励的影响最小; 两图中管外流体域声压波动形式相同, 都在管道两侧有着明显的集中作用, 管道两侧外流体域辐射的声压分布形式均为单向, 管内 X 正负两方向呈递增趋势, 后又在管外 X 正负两方向呈递减趋势。

综上所述, 此种工况下管道为径向全浸没和轴向半浸没, 其中, 径向全浸没会增强外流体域对声压的集中作用, 与 5.4 节中结论相对应; 轴向半浸没的浸没深度不会改变声压波动形式, 但会减弱声压值并降低管道的振动位移。

5.5 轴向半浸没输流管道外流体域声压级曲线

同样地, 取 X 轴正方向离管道 0.1 m 和 0.2 m 两处作为参考点绘制频率-声压级曲线, 将两点分别记为 h_3 和 h_4 。

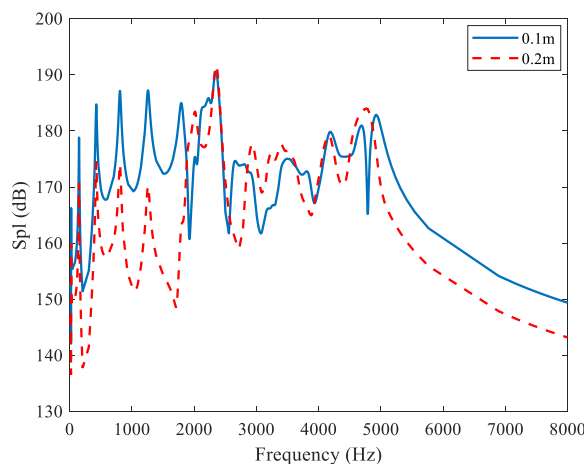


图 5-33 浸没深度为 $L/3$ mm 声压级变化曲线

由图 5-33 和图 5-34 可知, 点 h_3 和点 h_4 处的声压级曲线有着相同的变化趋

势，总体上随着频率的增大，声压级曲线峰值增大，之后随着频率的增大，声压级曲线趋于平稳，与 5-3 节中所指出的管外 X 方向两侧具有声压集中作用相对应，与 5-3 节中结果不同的是低频范围内两点的声压级曲线分离现象更显著。

综上所述，管道轴向半浸没和径向半浸没相对比，其浸没深度不会改变声压级曲线的变化趋势，但会显著降低在 X 方向上低频范围内声压级变化幅值。

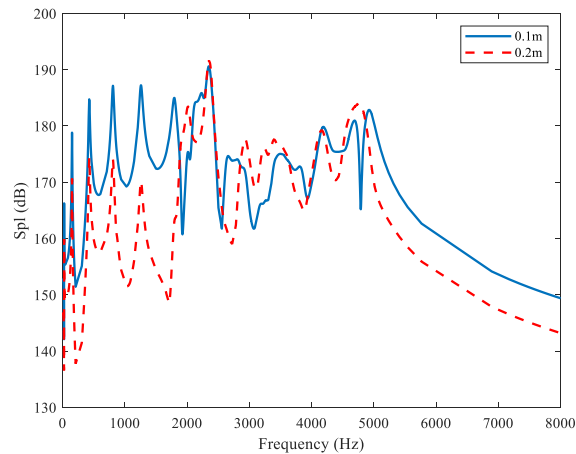


图 5-34 浸没深度为 $L/2$ mm 声压级变化曲线

5.6 本章小结

本章利用 COMSOL Multiphysics 进行声-固体联合仿真，分析了直管流固耦合特性及参数变化的影响，并探索了浸没方式与深度对管道振动特性以及声辐射特性的影响。通过仿真分析得出以下结论：

- (1) 输流管道幅频曲线的共振峰峰值受管内流体和空管自身特性的影响，其流固耦合强弱受厚径比、泊松比影响。
- (2) 径向浸没下浸没深度在管道中部以下时，管道对外流体域辐射的声压波动形式呈圆心波状向外扩散；浸没深度达到管道中轴线及以上时，外流体域声压集中在管道下部和两侧中下部；浸没深度一致时，管道外流体域中不同参考点的声压级曲线变化趋势基本一致，随着浸没深度的增大，不同参考点的声压级曲线峰值差值增大。
- (3) 轴向浸没下浸没深度的增大会减小对外流体域辐射的声压值，并降低管道自身的振动位移，还会显著降低在 X 方向上低频范围内声压级变化幅值；具有声压集中作用的工况，其声压级曲线随着频率的增大而最终趋于平缓。

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

本文面对具有连接结构的输流管道,包括管道与边界的广义连接到管道间连接,利用理论分析结合有限元仿真的方法,从几何结构简单的复杂边界管道到几何结构复杂的螺栓连接管道,再到内外流场耦合作用下,开展动力学建模、分析及声辐射特性研究。文章研究内容包括复杂连接结构作用下输流管道的线性和非线性动力学建模、固有频率和模态函数的计算、管道系统所呈现的复杂非线性动力学行为的揭示、探究实际螺栓连接结构对输流管道动力学行为的影响、分析输流管道在内外流场耦合作用下的动力学特性和声辐射特性。主要结论如下:

(1) 本文采用的传递矩阵法可以将线性连接刚度引入到系统模态函数中,且可以分析线性弹簧和扭转弹簧的刚度及位置对系统固有频率和模态函数的影响,可为管道连接设计及共振控制提供参考。

(2) 对于具有非线性连接结构的输流管道,提出了一种非线性动力学解析模型,采用 Galerkin 截断法将偏微分控制方程解耦化简为常微分方程组,利用谐波平衡法和龙格-库塔法分析了管道系统的非线性动力学行为,其弹性地基、边界中非线性刚度的增大会直接影响控制方程中非线性耦合项,硬化其幅频曲线的非线性特性,外激励幅值和比例阻尼会影响共振强度,进而间接影响非线性耦合项,研究成果可为输流管道的非线性控制提供参考。

(3) 对于具有螺栓连接结构的输流管道,重力会导致螺栓连接界面连接刚度不再对称,进而使 X、Y 方向上同阶弯曲频率和幅频曲线出现分离,通过调整部分螺栓的预紧力可以恢复同阶弯曲频率和幅频曲线的一致性,螺栓连接结构会降低功率流传递的峰值,研究成果可为管道设计及安装提供参考。

(4) 对于具有外流体域的输流管道,其空管特性会影响系统幅频曲线峰值,其厚径比、泊松比会影响系统流固耦合特性,径向浸没下浸没深度会改变外流体域声压波动形式,轴向浸没下浸没深度的增大会减小对外流体域辐射的声压值,会显著降低在 X 方向上低频范围内声压级幅值,研究结果可为管道在水域中的应用及振动声辐射分析提供参考。

6.2 展望

在本文当前的研究基础上，还有一些问题值得进一步探究：

(1) 本文的输流管道建模基于欧拉-伯努利梁模型，并不适用于铁木辛柯梁模型的输流管道，因此关于非线性弹性地基和非线性边界共同作用下的长细比较小的输流管道的非线性动力学现象尚未探索。

(2) 本文的主要研究对象是直管，未曾对分支管路以及空间管路进行研究，因此，在以后的工作中会对分支管路的功率流及流固耦合特性展开研究。

(3) 本文考虑了具有几何简单的连接结构的输流管道动力学降阶模型的建立，未曾对具有几何复杂的连接结构的输流管道进行降阶处理。

(4) 本文主要研究了具有连接结构的输流管道的复杂非线性动力学行为，未曾展开对输流管道非线性控制的研究。

参考文献

- [1] 颜雄, 魏莎, 毛晓晔等. 两端弹性支承输流管道固有特性研究[J]. 力学学报, 2022, 54(05): 1341-1352.
- [2] 肖斌, 周玉龙, 高超等. 考虑流体附加质量的输流管道振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2021, 40(15): 182-188.
- [3] Guo X, Xiao C, Ge H, et al. Dynamic modeling and experimental study of a complex fluid-conveying pipeline system with series and parallel structures[J]. Applied Mathematical Modelling, 2022, 109: 186-208.
- [4] 周坤, 倪樵, 代胡亮等. 周期性输流管道的非线性动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(10): 75-80.
- [5] 严昌镐. 输流管道流固耦合振动分析与软件模拟[D]. 上海: 上海应用技术大学, 2023.
- [6] 程利, 陈明, 汪利. 压力脉动条件下输流管道振动特性分析[J]. 舰船科学技术, 2023, 45(15): 71-76.
- [7] 张鹏, 姚正学, 刘思铭. 双弯头天然气管道流固耦合振动特性分析[J]. 安全与环境学报, 2022, 22(01): 115-122.
- [8] 邹航. 基于传递矩阵法的管道-调节阀系统非线性动力学分析[D]. 西安: 西安理工大学, 2022.
- [9] 姚胜婕, 王骥骁, 柴怡君等. 组合管道结构流固耦合振动特性分析[J]. 应用力学学报, 2024: 1-11.
- [10] Païdoussis M P. Pipes conveying fluid: a fertile dynamics problem[J]. Journal of Fluids and Structures, 2022, 114: 103664.
- [11] Païdoussis M P. The dynamics of cantilevered structures subject to axial flow[J]. Journal of Fluids and Structures, 2024, 125: 104075.
- [12] 王过. 复杂约束三维功能梯度输流管道动力学行为研究[D]. 芜湖: 安徽工程大学, 2023.
- [13] ElNajjar J, Daneshmand F. Stability of horizontal and vertical pipes conveying fluid under the effects of additional point masses and springs[J]. Ocean

- Engineering, 2020, 206: 106943.
- [14] Zhang H, Liu T, Tse K T, et al. Numerical investigation of the flow past two transversely forced oscillating cylinders in a tandem arrangement[J]. Ocean Engineering, 2022, 251: 110757.
- [15] Zhou K, Ni Q, Chen W, et al. Static equilibrium configuration and nonlinear dynamics of slightly curved cantilevered pipe conveying fluid[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 490: 115711.
- [16] Chen S S. Forced vibration of a cantilevered tube conveying fluid[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1970, 48(3B): 773-775.
- [17] Sazesh S, Shams S. Vibration analysis of cantilever pipe conveying fluid under distributed random excitation[J]. Journal of Fluids and Structures, 2019, 87: 84-101.
- [18] Mao X Y, Ding H, Chen L Q. Steady-state response of a fluid-conveying pipe with 3: 1 internal resonance in supercritical regime[J]. Nonlinear Dynamics, 2016, 86: 795-809.
- [19] Moussou P. An excitation spectrum criterion for the vibration-induced fatigue of small bore pipes[J]. Journal of Fluids and structures, 2003, 18(2): 149-163.
- [20] 赵志贤, 随岁寒, 杨昌锦等. 基于三阶剪切变形理论的悬臂输流管道自由振动[J].力学季刊, 2022, 43(01): 132-140.
- [21] 王则, 耿佳, 李满枝. 2 : 1 内共振下超临界输流管道的强迫振动[J]. 科学技术与工程, 2023, 23(35): 14916-14922.
- [22] 周云龙, 米列东. 脉动环状流作用下输流管道的非线性振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2023, 42(21): 119-125+159.
- [23] Kheiri M. Nonlinear dynamics of imperfectly-supported pipes conveying fluid[J]. Journal of Fluids and Structures, 2020, 93: 102850.
- [24] Cabrera-Miranda J M, Paik J K. Two-phase flow induced vibrations in a marine riser conveying a fluid with rectangular pulse train mass[J]. Ocean Engineering, 2019, 174: 71-83.
- [25] Zhou K, Ni Q, Dai H L, et al. Nonlinear forced vibrations of supported pipe conveying fluid subjected to an axial base excitation[J]. Journal of Sound and

- Vibration, 2020, 471: 115189.
- [26] Chen W, Zhou K, Wang L, et al. Geometrically exact model and dynamics of cantilevered curved pipe conveying fluid[J]. Journal of Sound and Vibration, 2022, 534: 117074.
- [27] Zhang Y F, Yao M H, Zhang W, et al. Dynamical modeling and multi-pulse chaotic dynamics of cantilevered pipe conveying pulsating fluid in parametric resonance[J]. Aerospace Science and Technology, 2017, 68: 441-453.
- [28] Rong B, Lu K, Rui X T, et al. Nonlinear dynamics analysis of pipe conveying fluid by Riccati absolute nodal coordinate transfer matrix method[J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 92: 699-708.
- [29] Tan X, Ding H, Chen L Q. Nonlinear frequencies and forced responses of pipes conveying fluid via a coupled Timoshenko model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 455: 241-255.
- [30] Panda L N, Kar R C. Nonlinear dynamics of a pipe conveying pulsating fluid with parametric and internal resonances[J]. Nonlinear Dynamics, 2007, 49: 9-30.
- [31] Panda L N, Kar R C. Nonlinear dynamics of a pipe conveying pulsating fluid with combination, principal parametric and internal resonances[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309(3-5): 375-406.
- [32] McDonald R J, Namachchivaya N S. Pipes conveying pulsating fluid near a 0: 1 resonance: global bifurcations[J]. Journal of Fluids and Structures, 2005, 21(5-7): 665-687.
- [33] Deng J, Liu Y, Zhang Z, et al. Dynamic behaviors of multi-span viscoelastic functionally graded material pipe conveying fluid[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2017, 231(17): 3181-3192.
- [34] 赵瑞, 贾昆, 闫术明等. 考虑不同管土作用模型的海底多跨管道动力特性[J]. 船舶工程, 2021, 43(03): 136-141.
- [35] Koo G H, Park Y S. Vibration reduction by using periodic supports in a piping system[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 210(1): 53-68.
- [36] Li M, Xu Q, Chen X C, et al. Modeling and modal analysis of non-uniform multi-

- span oil-conveying pipes with elastic foundations and attachments[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2020, 88: 661-675.
- [37] 沈烈. 输油（气）管道焊接区组织结构与力学性能的研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2006.
- [38] 李志强, 张为雯, 高博等. 复杂管路结构动力学特性分析[J]. *强度与环境*, 2021, 48(04): 7-11.
- [39] 徐妍, 张文明, 冯雅丽. 多段铰接式扬矿硬管系统建模与动力学分析[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2008, 39(03): 560-565.
- [40] 刘辉. 深海采矿多段铰接式输送管道动力学特性研究[D]. 湘潭: 湘潭大学, 2022.
- [41] 潘嘉诚, 关振群, 曾岩等. 柱壳结构螺栓法兰连接非线性刚度分析[J]. *机械工程学报*, 2021, 57(01): 28-39.
- [42] 于煜斌, 落?寿, 林三春等. 螺栓法兰连接非线性刚度分析及参数影响研究[J]. *强度与环境*, 2022, 49(05): 94-100.
- [43] Semke W H, Bibel G D, Jerath S, et al. Efficient dynamic structural response modelling of bolted flange piping systems[J]. *International journal of pressure vessels and piping*, 2006, 83(10): 767-776.
- [44] Luan Y, Guan Z Q, Cheng G D, et al. A simplified nonlinear dynamic model for the analysis of pipe structures with bolted flange joints[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(2): 325-344.
- [45] Ozturk B, Coskun S B. Analytical solution for free vibration analysis of beam on elastic foundation with different support conditions[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013.
- [46] Chaabane L A. Analytical study of bending and free vibration responses of functionally graded beams resting on elastic foundation[J]. *Structural Engineering and Mechanics, An Int'l Journal*, 2019, 71(2): 185-196.
- [47] Adair D, Ibrayev A, Tazabekova A, Kim J R. Free Vibrations with Large Amplitude of Axially Loaded Beams on an Elastic Foundation Using the Adomian Modified Decomposition Method[J]. *Shock & Vibration*, 2019, 3405075.
- [48] Doeva O, Masjedi P K, Weaver P M. Closed form solutions for an anisotropic

- p composite beam on a two-parameter elastic foundation[J].
- European Journal of Mechanics-A/Solids*
- , 2021, 88: 104245.
- [49] Xu D, Du J, Zhao Y. Flexural vibration and power flow analyses of axially loaded beams with general boundary and non-uniform elastic foundations[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2020, 12(5): 1687814020921719.
- [50] 李云东, 杨翊仁, 文华斌. 非线性弹性地基上悬臂管道的参数振动[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(24): 14-18+38.
- [51] 方孟孟, 郭长青. 分布随从力作用下双参数非线性弹性地基上简支输流管道的参激振动[J]. *南华大学学报(自然科学版)*, 2019, 33(03): 69-77.
- [52] Javani M, Kiani Y, Eslami M R. Geometrically nonlinear free vibration of FG-GPLRC circular plate on the nonlinear elastic foundation[J]. *Composite Structures*, 2021, 261: 113515.
- [53] Alimoradzadeh M, Salehi M, Esfarjani S M. Nonlinear dynamic response of an axially functionally graded (AFG) beam resting on nonlinear elastic foundation subjected to moving load[J]. *Nonlinear Engineering*, 2019, 8(1): 250-260.
- [54] Zhu B, Xu Q, Li M, et al. Nonlinear free and forced vibrations of porous functionally graded pipes conveying fluid and resting on nonlinear elastic foundation[J]. *Composite Structures*, 2020, 252: 112672.
- [55] Wang Y R, Wei Y H. Internal resonance analysis of a fluid-conveying tube resting on a nonlinear elastic foundation[J]. *The European Physical Journal Plus*, 2020, 135: 1-38.
- [56] 顾业清. 复杂边界条件下变厚度圆板的振动特性分析[D]. 苏州: 苏州科技大学, 2023.
- [57] Ziyuan Z H U, Ruikang X U, Gang W. Modeling and Analysis of Vibration Characteristics of Complex Boundary Annular Plate Under Thermal Environment[J]. *Transactions of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2023, 40(3).
- [58] 唐冶, 王过, 李颖. 复杂约束三维功能梯度输流管道稳定性和临界流速分析[J]. *振动与冲击*, 2023, 42(09): 213-221.
- [59] Liu M, Wang Z, Zhou Z, et al. Vibration response of multi-span fluid-conveying

- pipe with multiple accessories under complex boundary conditions[J]. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 2018, 72: 41-56.
- [60] Wang Z C, Yan W J, Yuen K V. A transfer matrix method-based closed-form solution of sensitivities of dynamic properties and FRF for multi-span pipes under complex boundary conditions[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 198: 110428.
- [61] 余建星, 李振眠, 余杨等. 轴力和水压作用下深水输液管道湿模态振动特性分析[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(12): 90-96+113.
- [62] 黎亚军, 孙红灵, 孙陆阳等. 带弹性障板充液管路管口的声辐射特性[J]. *陕西师范大学学报(自然科学版)*, 2019, 47(06): 93-99.
- [63] Ibrahim S M, Patel B P, Nath Y. Modified shooting approach to the non-linear periodic forced response of isotropic/composite curved beams[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2009, 44(10): 1073-1084.
- [64] 陈德锦. 基于声固耦合的输流管道振声特性及减振措施研究[D]. 湛江: 广东海洋大学, 2022.

附录 1

对式(3-26)进行 Galerkin 二阶离散化可得：

$$\begin{aligned}
 & (ml + me) \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^1(x_r) ((S_r^1(x_r) \ddot{H}_1(t) + S_r^2(x_r) \ddot{H}_2(t))) d(x_r) + 2mlV \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^1(x_r) (S_r^{1'}(x_r) \dot{H}_1(t) + S_r^{2'}(x_r) \dot{H}_2(t)) d(x_r) \\
 & + mlV^2 \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^1(x_r) (S_r^{1''}(x_r) H_1(t) + S_r^{2''}(x_r) H_2(t)) d(x_r) + E_e I_e \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^1(x_r) (S_r^{1''''}(x_r) H_1(t) + S_r^{2''''}(x_r) H_2(t)) d(x_r) \\
 & + \eta_e \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^1(x_r) (S_r^1(x_r) \dot{H}_1(t) + S_r^2(x_r) \dot{H}_2(t)) d(x_r) + F_{NL1} S_1^1(L_1) + F_{NL2} S_2^1(L_2) + \\
 & \frac{K_g}{L_g^2} \left(\sum_{i=1}^2 S_3^i(L_3) H_i(t) \right)^3 S_3^1(L_3) + F_0 \cos(W_F t) S_2^1(x_2 - \frac{L_2}{2}) = 0 \\
 & (ml + me) \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^2(x_r) ((S_r^1(x_r) \ddot{H}_1(t) + S_r^2(x_r) \ddot{H}_2(t))) d(x_r) + 2mlV \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^2(x_r) (S_r^{1'}(x_r) \dot{H}_1(t) + S_r^{2'}(x_r) \dot{H}_2(t)) d(x_r) \\
 & + mlV^2 \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^2(x_r) (S_r^{1''}(x_r) H_1(t) + S_r^{2''}(x_r) H_2(t)) d(x_r) + E_e I_e \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^2(x_r) (S_r^{1''''}(x_r) H_1(t) + S_r^{2''''}(x_r) H_2(t)) d(x_r) \\
 & + \eta_e \sum_{r=1}^3 \int_0^{L_r} S_r^2(x_r) (S_r^1(x_r) \dot{H}_1(t) + S_r^2(x_r) \dot{H}_2(t)) d(x_r) + F_{NL1} S_1^2(L_1) + F_{NL2} S_2^2(L_2) + \\
 & \frac{K_g}{L_g^2} \left(\sum_{i=1}^2 S_3^i(L_3) H_i(t) \right)^3 S_3^2(L_3) + F_0 \cos(W_F t) S_2^2(x_2 - \frac{L_2}{2}) = 0
 \end{aligned}$$

对上述两式各项系数展开求解：

$$\begin{aligned}
 & \mathfrak{S}^1 \ddot{H}_1(t) + (\mathfrak{R}^1 + \hat{\lambda}^1) \dot{H}_1(t) + \mathfrak{S}^1 \dot{H}_2(t) + (\mathcal{G}^1 + \partial^1) H_1(t) + \Phi^1 H_2(t) + (v^1 + ke^1 + kb^1) H_1(t)^3 \\
 & + t^1 H_1(t)^2 H_2(t) + (ka^1 + kd^3 + kg^1) H_2(t)^3 + (kc^2 + Y^1 + kf^1) H_1(t) H_2(t)^2 + F_L \cos(W_F t) S_2^1(x_2 - \frac{L_2}{2}) = 0 \\
 & \mathfrak{S}^2 \ddot{H}_2(t) + \mathfrak{R}^2 \dot{H}_1(t) + (\mathfrak{S}^2 + \hat{\lambda}^2) \dot{H}_2(t) + \mathcal{G}^2 H_1(t) + (\Phi^2 + \partial^2) H_2(t) + (t^2 + kc^2 + kf^2) H_1(t)^2 \dot{H}_2(t) \\
 & + Y^2 H_1(t) H_2(t)^2 + (ka^2 + kd^2 + kg^2) H_2(t)^3 + (kb^2 + ke^2 + v^2) H_1(t)^3 + F_L \cos(W_F t) S_2^2(x_2 - \frac{L_2}{2}) = 0
 \end{aligned}$$

其中：

$$\begin{aligned}
 \mathfrak{S}^1 &= (ml + me) \left(\int_0^{L_1} S_1^1(x_1) S_1^1(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^1(x_2) S_2^1(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^1(x_3) S_3^1(x_3) d(x_3) \right) \\
 \mathfrak{R}^1 &= 2mlV \left(\int_0^{L_1} S_1^1(x_1) S_1^{1'}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^1(x_2) S_2^{1'}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^1(x_3) S_3^{1'}(x_3) d(x_3) \right) \\
 \mathfrak{S}^1 &= 2mlV \left(\int_0^{L_1} S_1^1(x_1) S_1^{2'}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^1(x_2) S_2^{2'}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^1(x_3) S_3^{2'}(x_3) d(x_3) \right) \\
 \mathcal{G}^1 &= mlV^2 \left(\int_0^{L_1} S_1^1(x_1) S_1^{1''}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^1(x_2) S_2^{1''}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^1(x_3) S_3^{1''}(x_3) d(x_3) \right) \\
 \Phi^1 &= mlV^2 \left(\int_0^{L_1} S_1^1(x_1) S_1^{2''}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^1(x_2) S_2^{2''}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^1(x_3) S_3^{2''}(x_3) d(x_3) \right) \\
 \partial^1 &= E_e I_e \left(\int_0^{L_1} S_1^1(x_1) S_1^{1''''}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^1(x_2) S_2^{1''''}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^1(x_3) S_3^{1''''}(x_3) d(x_3) \right)
 \end{aligned}$$

$$\hat{\lambda}^1 = \eta_e \left(\int_0^{L_1} S_1^1(x_1) S_1^1(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^1(x_2) S_2^1(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^1(x_3) S_3^1(x_3) d(x_3) \right)$$

$$\upsilon^1 = \frac{K_g}{L_g^2} (S_3^1(L_3))^3 S_3^1(L_3)$$

$$\iota^1 = 3 \frac{K_g}{L_g^2} (S_3^1(L_3))^2 S_3^2(L_3) S_3^1(L_3)$$

$$\Upsilon^1 = 3 \frac{K_g}{L_g^2} S_3^1(L_3) (S_3^2(L_3))^2 S_3^1(L_3)$$

$$ka^1 = \frac{K_g}{L_g^2} (S_3^2(L_3))^3 S_3^1(L_3)$$

$$kb^1 = K_{NL1} (S_1^1(L_1))^3 S_1^1(L_1)$$

$$kc^1 = 3K_{NL1} S_1^1(L_1) (S_1^2(L_1))^2 S_1^1(L_1)$$

$$kd^1 = K_{NL1} S_1^2(L_1) S_1^1(L_1)$$

$$ke^1 = K_{NL2} (S_2^1(L_1))^3 S_2^1(L_1)$$

$$kf^1 = 3K_{NL2} S_2^1(L_1) (S_2^2(L_1))^2 S_2^1(L_1)$$

$$kg^1 = K_{NL2} (S_2^2(L_1))^3 S_2^1(L_1)$$

$$\mathfrak{S}^2 = (ml + me) \left(\int_0^{L_1} S_1^2(x_1) S_1^2(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^2(x_2) S_2^2(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^2(x_3) S_3^2(x_3) d(x_3) \right)$$

$$\mathfrak{R}^2 = 2mlV \left(\int_0^{L_1} S_1^2(x_1) S_1^{1'}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^2(x_2) S_2^{1'}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^2(x_3) S_3^{1'}(x_3) d(x_3) \right)$$

$$\mathfrak{S}^2 = 2mlV \left(\int_0^{L_1} S_1^2(x_1) S_1^{2'}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^2(x_2) S_2^{2'}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^2(x_3) S_3^{2'}(x_3) d(x_3) \right)$$

$$\mathcal{G}^2 = mlV^2 \left(\int_0^{L_1} S_1^2(x_1) S_1^{1''}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^2(x_2) S_2^{1''}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^2(x_3) S_3^{1''}(x_3) d(x_3) \right)$$

$$\Phi^2 = mlV^2 \left(\int_0^{L_1} S_1^2(x_1) S_1^{2''}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^2(x_2) S_2^{2''}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^2(x_3) S_3^{2''}(x_3) d(x_3) \right)$$

$$\partial^2 = E_e I_e \left(\int_0^{L_1} S_1^2(x_1) S_1^{2''''}(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^2(x_2) S_2^{2''''}(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^2(x_3) S_3^{2''''}(x_3) d(x_3) \right)$$

$$\hat{\lambda}^2 = \eta_e \left(\int_0^{L_1} S_1^2(x_1) S_1^2(x_1) d(x_1) + \int_0^{L_2} S_2^2(x_2) S_2^2(x_2) d(x_2) + \int_0^{L_3} S_3^2(x_3) S_3^2(x_3) d(x_3) \right)$$

$$\upsilon^2 = \frac{K_g}{L_g^2} (S_3^1(L_3))^3 S_3^2(L_3)$$

$$t^2 = \frac{K_g}{L_g^2} 3(S_3^1(L_3))^2 S_3^2(L_3) S_3^2(L_3)$$

$$Y^2 = \frac{K_g}{L_g^2} 3S_3^1(L_3) H_1(t) (S_3^2(L_3))^2 (H_2(t))^2 S_3^2(L_3)$$

$$ka^2 = \frac{K_g}{L_g^2} (S_3^2(L_3))^3 S_3^2(L_3)$$

$$kb^2 = K_{NL1} (S_1^1(L_1))^3 S_1^2(L_1)$$

$$kc^2 = K_{NL1} 3(S_1^1(L_1))^2 S_1^2(L_1) S_1^2(L_1)$$

$$kd^2 = K_{NL1} (S_1^2(L_1))^3 S_1^2(L_1)$$

$$ke^2 = K_{NL2} (S_2^1(L_1))^3 S_2^2(L_1)$$

$$kf^2 = K_{NL2} 3(S_2^1(L_1))^2 S_2^2(L_1) S_2^2(L_1)$$

$$kg^2 = K_{NL2} (S_1^2(L_1))^3 S_2^2(L_1)$$

攻读学位期间发表的学术成果情况

一、专利发表情况：

- [1] 张互杰, 高传康, 张文轩. 一种汽车轮毂安装孔孔径检测装置[P]. 安徽省: CN202322746568.5, 2024-04-26.
- [2] 张互杰, 高传康, 张文轩. 一种汽车前盖板强度检测装置[P]. 安徽省: CN202322567904.X, 2024-04-26.

致谢

在这个特别的时刻，站在人生的又一个新起点上，我满怀感激地回顾过去三年的研究生生涯。此刻，我想对那些在这段旅程中支持我、帮助我、鼓励我前行的每一位老师、同学及家人表达我最深切的感谢。

首先，我必须感谢我的导师唐冶。在研究生期间，导师不仅是我的学术引路人，更像是生活中的良师益友。在学术探索的道路上，导师以其博学和严谨的态度，给予了我无私的指导和帮助。每当我在研究中遇到困难和挑战时，导师总是耐心地指导我思考和解决问题。更重要的是，导师教会了我如何以开放的心态和严谨的方法面对科研，这将是我一生宝贵的财富。

感谢我的师兄们：徐罡、王过、许继业，在研究生学习的艰难时期，是你们的陪伴和支持让我感到温暖；感谢我的同门们：高传康、张文轩，我们一起度过了无数个白天和黑夜，共同探讨学术问题；感谢我的室友们：方庆、杨怀安、李浩然，我们相处于同一屋檐下，命运使我们相联，生活与学习使我们紧密；感谢我的挚友们：叶鹏程、吕邦亮、魏俊华、叶云鹏，我们分享生活的快乐与苦楚，得益于你们我才能时常开启飞行模式享受生活的纯粹。感谢我的同学们：张太盛、阜远远、周晋伟等同学，我们一同立足当下、展望未来。在此特别感谢许继业师兄实习期间对我生活上的照顾、情绪上的安抚；王过师兄对我求职之路的指导。

三年的研究生生涯，让我有了深刻的成长和感悟。学术上，我学会了独立思考和创新。人生观上，我学会了更加宽容和理解，知道了团队合作的价值。这些经历和教训，塑造了我今日的自我，也为我的未来奠定了坚实的基础。

展望未来，我希望能将在研究生期间学到的知识和技能应用到实际工作中，继续探索和研究，为我的专业领域做出贡献。同时，我也期待能够在未来的工作和生活中，继续学习成长，遇到更多挑战，实现自我价值。

最后，我要感谢我的家人。在我研究生学习的每一步都给予了我坚定的支持和无条件的爱。是你们的鼓励和支持，让我有勇气面对困难，有力量克服挑战。

在此，我对所有帮助和支持我的人表示最深切的感谢。虽然毕业意味着这段学习旅程的结束，但它也标志着新的开始。我将带着所有的学习和感悟，勇敢地迈向未来。

尚德敏学 唯实惟新

