

编号_____

南京航空航天大学

毕业论文

题目 飞机管道系统振动抑制技术研究

学生姓名	余昊原
学号	070830213
学院	民航飞行学院
专业	民航机务工程
班级	070830213
指导教师	陈果 教授

二〇一二年六月

飞机管道系统振动抑制技术研究

摘要

飞机管路系统，主要用于燃油、滑油、液压油和空气等介质的输送，是飞机系统的重要组成部分。飞机导管的泄露和破裂是使用中频繁出现的故障，严重影响到飞机系统的可靠性和安全性。因此，研究飞机复杂管路系统的振动机理并对其进行振动抑制是有重要的理论意义和现实价值。本文采用仿真实验相结合的方法研究了飞机管道系统振动抑制技术，计算结果与实际情况吻合较好。具体研究内容如下：

第一、用 CATIA 软件对一段空间管道建立三维空间模型，根据实际试验台情况，将管道的两端考虑为固定约束，用有限元分析软件 Ansys Workbench 对管道进行模态分析，得出空间管道的固有频率和压力脉动。

第二、通过谐响应分析，分别研究对于在管道两端施加固定约束的情况，改变管型能不能有效的减小压力脉动。

第三、利用 Ansys 软件进行改变管道支撑结构对固有频率的影响分析。通过仿真计算，研究在不同刚度，不同位置施加弹性约束，管道固有频率有没有变化。

第四、研究在管道上不同的地方施加阻尼，安装固定约束，振动和应力的变化情况。

关键词：激励因素，振动抑制，有限元分析，模态分析，压力脉动，固有频率

The Suppression Technology of Pipeline System Vibration

Abstract

The plane pipeline system, mainly used for fuel, lub oil, hydraulic oil and media such as air transport, is an important part of the system. Pipeline is considered as one of the five main modern transport methods. And it has a wide range of applications in the aerospace, water conservancy, mechanics, architecture, chemical industry, nuclear industry, etc. Because of the severity of pipeline failure, it shows great significance of the study of dynamic characteristics of the pipeline. In this article, the theory and experiment was used to study the method of combining the pipeline system vibration suppression technique, and the specific research content as follows:

Firstly, use the software of CATIA to construct a three dimensional space model of a space pipeline and consider the pipe at both ends as fixed constraints according to actual test rig. Use the finite element analysis software to conduct modal analysis, and concludes the natural frequencies and pressure pulsation of the pipeline.

Secondly, through the harmonic response analysis, research that if the pressure pulsation was reduced effectively when the tube type has changed and both ends of the pipeline are on fixed bounds respectively.

Thirdly, use the Ansys software to analyze the impact of pipeline's natural frequency when the support structure was changed. Through the simulation calculation, research if the pipeline inherent frequency has any changes when elastic constraints were imposed different stiffnesses and different positions

Fourthly, research the changes of vibration and force when fixed constraints and damping were brought on to the pipeline on different places.

Key Words: finite element analysis, modal analysis, natural frequency, vibration mode

目 录

摘 要.....	1
Abstract.....	2
目 录.....	3
第一章 绪 论.....	4
1.1 课题研究的目的是和意义.....	4
1.2 国内外研究的概况和意义.....	5
1.3 本文研究内容.....	7
第二章 管道振动抑制技术理论.....	9
2.1 管道振动.....	9
2.1.2 管道振动的激励因素.....	9
2.1.3 管道振动的故障类型.....	11
2.2 管道振动抑制技术理论.....	11
2.2.1 振源抑制技术研究.....	12
2.2.2 固有频率控制.....	13
2.2.3 阻尼应用.....	14
2.3 有限元理论.....	15
第三章 基于实际飞机液压管道震动抑制技术仿真研究.....	21
3.1 Ansys Workbench 软件简介.....	21
3.2 改变管型对压力脉动影响分析.....	22
3.3 改变管道支撑结构对固有频率影响分析.....	23
3.4 阻尼对管道振动影响.....	27
第四章 总结与展望.....	30
4.1 总 结.....	30
致 谢.....	33
附 录.....	错误！未定义书签。

第一章 绪 论

1.1 课题研究的的目的和意义

充液管道系统在电力、石油、石化工业的各类工业装置，舰船、飞行器以及日常生活中广泛应用，以传递质量流、动量流或能量流。飞机管路系统，主要用于燃油、滑油、液压油和空气等介质的输送，是飞机系统的重要组成部分。

管系中存在液体的压力脉动和管壁的结构振动，飞机管路系统的振动，依照其激励的性质，可以分为强迫振动和自激振动两种类型。管路的强迫振动，是指管路在外界或内部的周期性（或随机性）机械载荷、流体载荷作用下产生的振动。管路的自激振动，是指管路内部介质运动与管路运动相耦合形成振荡激励所产生的振动，通常称之为管路的流动失稳。



图 1.1 为国内某型飞机液压导管故障图。

管道振动对安全生产造成很大的威胁。强烈的管道振动会使管路附件，特别是管道的连接部位和管道与附件的连接部位等处发生松动和破裂，轻则造成泄漏，重则由破裂而引起爆炸，造成严重事故。飞机管路由振动引起的故障大致有两类，一类是振动疲劳，一类是振动磨损。管路的振动疲劳是管路在一定的振动应力作用下，先局部形成永久性累积损伤，然后经一定循环次数的裂纹扩展直至断裂的过程。管路的振动磨损，则是因管路振动引起管路连接、固定处配合面产生相对位移而形成的摩擦表面损伤；或是因管路振动位移过大，而与相邻物体（如机匣、相邻管路等）产生反复碰撞摩擦而形成的表面损伤，严重时可在管路表面

形成明显的磨损凹坑而导致管路损坏。在一些内流压力较大的液压管道中，也会出现管壁爆裂的故障。

根据美国空军统计，飞机元件故障总数中，燃油、气压和液压方面的故障占 50-60%，从原苏联几个机种的统计情况来看，燃油、滑油、液压及气压的故障也占 50%以上。另外，据有关文献记载，在 1965—1966 年两年中，某些歼击机由于导管及管接头故障而失事的次数占失事总数的 60%。

在国内，在新机研制过程中，导管断裂及管接头漏油故障十分频繁。1980 年 6 月某型新机试飞，在进行地面准备试车时，不到 20 分钟，发动机突然起火，烧毁了整架飞机，事后补做的试验证明，在 0.8 额定转速，液压油导管自振频率与泵的压力脉动频率合拍，发生共振断裂，液压油喷射到发动机热端部件着火而引起该事故。另据有关部门介绍，在我国正在使用的现役飞机(含发动机)，导管失效的故障率也占总故障率的 52%。

由此可见，管道系统的结构完整性是整个飞机以及发动机结构完整性和可靠性的重要组成部分，保证管道系统的正常运行是十分重要的，而有针对性研究管道系统振动抑制技术理论，对于提高飞机运行可靠性和安全性是有重要意义。

本课题来源于成都飞机工业（集团）有限责任公司项目，飞机导管振动、应力分析与振动抑制技术研究。

1.2 国内外研究的概况和意义

管道系统具有承压重量比高、强度高、传递效率高、成本低、寿命长等优点，广泛应用于飞机、汽车、船舶和其它许多工程中。并且被视为现代交通运输的几大方式之一，在原油、天然气等流动性介质的运输方面有着其他运输方式无法比拟的优势。管道系统的振动问题又被称为“典型的动力学问题(a modal dynamical problem)”。原因是其物理模型简明，数学方程描述简洁，特别是管道系统易于设计和制造，这给理论研究与实验研究的协同发展提供了便利。

根据机械振动的一般原理，管道振动的强烈程度取决于两个因素，一是激振力的大小，在一定的激振频率下激振力愈大则振动愈强。二是激振力频率与管系各阶固有频率的接近程度，尤其是与各低阶固有频率的接近程度，两者频率靠的愈近则振动愈强，当激振力的频率等于管系的固有频率时，管系将发生强烈的共振。因此为了消减管系的振动，必须从两个方

面下功夫：一是消减激振力，这要研究管内流体脉动与结构振动的机理；二是避开管系结构的共振，这要从研究管道系统的动力特性着手。

目前，常见的消减管系振动的措施^[1]有以下几种：

(1) 控制管系的固有频率。改变结构参数可以改变结构的固有频率达到减振目的。对于低温管道进行配管设计时，一般控制器固有频率为 20Hz；对于高温、高压管道进行配管设计时，一般控制其固有频率为 10Hz。

(2) 减小弯头数和加大管道转弯角度。在具有管内流体压力脉动的情况下，激振力主要产生于弯头和异径管的接头处，因此在管道设计中应尽量减少弯头的使用，试管道平直以减少激振力数目；又因弯管处的激振力与转弯角度有关，减小转弯角度可以增强减振效果。

(3) 调整支撑位置和支撑刚度。适当调整支撑位置和支撑刚度，使管系各阶固有频率避开激发频率，以避免机械共振的产生。

(4) 采用管道隔振器和液压式阻尼器。隔振器、阻尼器可以有效降低传递率，增强系统的抗冲击能力，因此应用于管道上，同样可以有效降低管道系统的振动。

早在 50 年代，美国的凯洛格公司^[2]就曾对管道振动问题进行探索研究，但限于当时的计算条件和计算方法不成熟，未能有所作为。只能针对遇到的具体问题提出个别的对策。1973 年苏联的 A. 维将金在其著作^[3]中仅能对若干简单的管道组合系统，借助繁复的公式进行气柱固有频率的计算。但这种管系远不能反映生产实际中管系的复杂情况，所以对解决生产问题仍无能为力。管道振动研究的突破是在 70 年代初期之后。日本的酒井敏之^[4]、山田荣^[5]、叶山真治^[6]、藤川猛^[7]，以及美国的本森^[8]、麦克劳伦^[9]等人的工作，使解决管道振动问题进入实用阶段。1977 年，Wilkinson 在频域内对管道振动进行了研究，考虑了充液管道的 5 簇波：流体和管道的轴向波，横向弯曲和剪切振动波（2 簇），扭转波。这些波在管道连接处相互耦合。在此基础上他提出了一个十四方程模型，但是他的模型没有考虑泊松耦合。后来 1987 年，Wiggert 在模型中加进了泊松耦合的影响完善了这个模型。这个模型是用 Timoshenko 梁横向，扭转振动方程来对直管进行建模。1974 年开始，西安交通大学的管道振动研究组紧密结合生产现场的管道振动问题，陆续推出自己的理论和实验研究成果^[10-16]。在国内首次研制和完善了管道振动的通用程序，并在解决现场的管道振动中创造了重大的经济效益。于 1984 年完成了专著《活塞式压缩机气流脉动与管道振动》^[14]“管流脉动与管道振动的控制”的研究成果，1985 年获得国家科技进步奖，专著《活塞式压缩机气流脉动与管道振动》获 1988 年优秀科

技图书奖。在航空航天领域，空间开发及探测活动使航天器及其所携带的精密设备要经历极其复杂的声振力学环境。在升空和返航阶段，航天器要承受极其恶劣的声振和冲击载荷作用。因此隔振技术被作为一种非常有效的技术手段。

管道振动研究的内容广泛而丰富。随着当代科学技术的飞速发展，先进的实验手段和强大的计算能力帮助人们系统地分析管道系统的振动特性和稳定性问题。例如有限元分析软件的出现给管道的研究提供了便利。日本的 Fujita 与 Tanaka 对液体和管道进行有限元离散^[17]，分别分析，然后进行耦合计算，证明了低频下管道梁模型的有效性。Jamnia 使用 ANSYS 进行了固液耦合作用对液体波在管道中传播及反射的影响。北京航空航天大学的杨莹和陈志英使用 ANSYS 研究了某航空发动机管路，得出了管路在不同内流压力，不同内流流速，不同流体温度下的固有频率变化情况^[18]。周红，刘永寿等人分析了液压冲击引起管路系统振动的机理和原因，给出了水击压强和水击波速的计算公式。利用有限元软件 ABAQUS 建立了某型飞机液压管路系统的三维模型，运用显式积分计算液压冲击下管路系统的振动响应，考虑了不同管道材料和边界条件对管路系统振动响应的影响^[19]。喻萌应用有限元分析软件 ANSYS 对输流管道在不同约束条件下进行流固耦合动力学模拟计算和模态分析，得到输流管道在不同约束方式下管壁特征点径向位移、应力与固支点反作用力历程图、固有频率及振型。

1.3 本文研究内容

本文采用理论与实验相结合的方法来研究了管道系统振动抑制技术，主要研究方法为模态分析等仿真技术方法。首先研究了不同管型对压力脉动的影响分析，这部分主要通过模态分析以及压力脉动影响分析来达成。其次研究了改变管道支撑结构对固有频率的影响分析，这部分主要考虑了弹性约束和固定约束两个方面。最后本文研究了阻尼对管道振动的影响。

本论文章节安排如下：

第一章：阐述了本课题研究得目的和意义，讨论了目前国内外管道的研究现状及方法，并且包括本文研究的主要内容。

第二章：介绍了管道振动理论基础，总结了管道振动的一些分析方法，并且介绍了有限元理论；另外介绍了管道振动抑制技术的一些理论知识，包括振源抑制技术研究、固有频率控制以及阻尼应用。

第三章：主要通过 Ansys 针对实际飞机液压管道振动抑制技术进行了仿真实验研究，包

括改变管型对压力脉动的影响分析、改变管道支撑结构对固有频率影响分析以及阻尼对管道振动影响分析。

第四章：对本文所做的工作进行总结和展望，归结本文的创新点和不足之处以及今后的进一步研究工作。

第二章 管道振动抑制技术理论

管线系统的振动是一种机械振动，从力学的角度看，管道振动是一类特殊的机械运动，是典型的力学现象。根据管道振动的理论分析，管道及其支架和与之相连接的各种设备或装置构成了一个复杂的机械结构系统，在有激振力的情况下，这个系统就会产生振动。振动对压力管道来讲是一种交变动载荷，其危害程度取决激振力的大小和管道自身的抗振性能。管道的两端，分别与各种设备或装置相连接，连结处可能是压缩机的出口、入口、容器、阀门或者孔板等。管道及其支架和与之相连接的各种设备或装置构成了一个复杂的机械结构系统。在有激振力的情况下，这个系统就会产生振动^[20]。

2.1 管道振动

管道的振动，依照其激励的性质，可以分为强迫振动和自激振动两种类型。管道的强迫振动，是指管道在外界或内部的周期性（或随机性）机械载荷、流体载荷作用下产生的振动。管道的自激振动，是指管道内部介质运动与管道运动相耦合形成振荡激励所产生的振动，通常称之为管道的流动失稳^[21]。

管道的振动，依照其系统构成形式，也可分为单管振动和管系振动两种类型。单管振动指的是由一个导管或几根串联的导管构成的独立系统的振动，其振动模态相对简单；管系振动则指两个以上的导管经三通管接嘴或卡箍相互连接在一起而构成的复杂系统的振动，其振动模态相对要复杂一些^[22]。

2.1.2 管道振动的激励因素

压力管道的激振力可分为来自系统自身和系统外 2 大类。来自系统自身的是管道振动的主要诱因，主要有与管道直接相连接的机器、设备的振动。和管道内部流体的不稳定流动引起的振动。管道振动的激励因素根据实际的工作情况分为很多种，下面以飞机发动机燃油管道为例简要介绍一下常见的一些激励因素^[23]。

(1) 转子不平衡力

由于发动机转子不可避免地存在不同程度的不平衡，当转子高速旋转时，会产生周期性的不平衡力。转子不平衡力的大小取决于转子不平衡量的大小和转子转速的高低。

转子不平衡力的激励频率：

$$f = n/60 \quad (2.11)$$

式中： n ——发动机转子转速， r/min

当发动机为双转子或三转子结构时，管道将同时受到两个或三个不同频率的转子不平衡力的激励，每个转子不平衡力的频率由各自的转速确定。

(2) 流体脉动压力

输送流体（燃油、滑油）的管道，供油泵对管内流体的作用是具有一定周期的，这种周期性会造成管内流体的压力产生周期性变化。周期变化的压力脉动会在管道结合部，产生作用于管道上的激振力。这种激振频率为：

$$f = kn/60 \quad (2.12)$$

式中： k ——泵的齿数或柱塞数；

n ——泵的转速， r/min

(3) 卡门涡街

处于发动机内流通道中的管道，通常会受到卡门涡街的作用而产生振动。管道放置在一个均匀流场中，当流体通过管道这个圆柱形障碍物时，在管道后面的尾流将不再是均匀的，而呈现出离散的涡状流动，即卡门涡街。旋涡交替地为顺时针方向和反时针方向并伴随一个交变地作用在管道上的横向激振力(卡门力)，当卡门涡街的脱落频率等于管道的固有频率时，将引起管道的共振。

卡门涡街的脱落频率由下式确定：

$$f_s = v/SD \quad (2.13)$$

式中： v ——自由流速度， m/s ；

D ——管路直径， m ；

S ——*STROUHAL*（司脱罗哈）数。

对于低马赫数（亚声速）的流动状态，*STROUHAL* 数与结构的几何形状和雷诺数 Re 有关。对于单个圆柱体而言， $Re < 105$ 时， S 可取为 0.2。

（4）振荡燃烧

燃烧室、加力燃烧室在富油和贫油时，会出现振荡燃烧，产生轴向、横向的振荡，其频率可达几百赫兹，当燃烧的振荡频率等于外部管道的固有频率时，将引起管道的共振。

（5）流动失稳

由于流体速度的耦合作用，输送流体管道的固有频率将随着流动速度的增加而减小。当流速增大到一定程度时，管道的固有频率为零，系统出现发散失稳。

2.1.3 管道振动的故障类型

管道振动的实质是管道及与之连结的设备，装置以及支架所构成的结构系统在上述随时间而变的复杂空间力系作用下的运动问题。发动机管道由振动引起的故障大致有两类，一类是振动疲劳，一类是振动磨损^[24]。管道的振动疲劳是管路在一定的振动应力作用下，先局部形成永久性累积损伤，然后经一定循环次数的裂纹扩展直至断裂的过程。

管道的振动磨损，则是因管道振动引起管道连接、固定处配合面产生相对位移而形成的摩擦表面损伤；或是因管道振动位移过大，而与相邻物体（如机匣、相邻管道等）产生反碰撞摩擦而形成的表面损伤，严重时可在管道表面形成明显的磨损凹坑而导致管道损坏^[25]。管道疲劳的形成过程大致分为三个阶段。第一阶段为微观裂纹扩展；第二阶段为宏观裂纹扩展；第三阶段为瞬时断裂^[26]。

2.2 管道振动抑制技术理论

管线系统的振动是一种机械振动，一般来说，管线内部流体激扰及管外的随机载荷作用是其振动的主要原因。由于引起管道振动的激发源非常复杂，为简单计，可近似地认为管道的振动是由作用在管系上的周期性激励力引起的受迫振动，其数学模型如图所示。

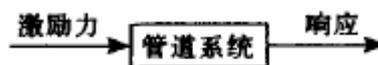


图 2.1 管系振动数学模型

根据管道振动的理论分析，管道及其支架和与之相连接的各种设备或装置构成了一个复杂的机械结构系统，在有激振力的情况下，这个系统就会产生振动。研究管道振动时，会遇到 2

个振动系统:一个是管道结构系统,即从结构研究的角度来确定结构对流体激发的响应;另一个是流体系统,即从流体研究的角度来确定流动的规律和它对结构的激发作用。

压力管道的激振力可分为来自系统自身和系统外 2 大类。来自系统自身的是管道振动的主要诱因,主要有与管道直接相连接的机器、设备的振动和管道内部流体的不稳定流动引起的振动。振动对压力管道来讲是一种交变动载荷,其危害程度取决激振力的大小和管道自身的抗振性能。

2.2.1 振源抑制技术研究

实际的生产情况表明,主机动力平衡性能差以及基础设计不当,不平衡的惯性力会引起主机及基础振动并进而牵扯与之相连的管道及设备一起振动,这是管道振动产生的一个原因。引发管道振动的另一主要原因是由间隙性加压造成的流体压力脉动所引起的,由于间隙加压,管道内的压力在平均值的上下脉动(或称波动),即产生所谓压力脉动。压力脉动激发管道作机械振动,机械振动反过来又会引起机组的振动。而在管道的弯曲部位、直径变化的部位或通过控制阀等处,压力的脉动就会产生相应的随时间而变化的激振力。正是这些激振力,激发管道系统发生振动。

随着计算机容量增大、速度提高以及计算方法的不断改进,压力脉动和管道振动的计算也经历了由简单到复杂、粗糙到精确的过程。从忽略阻尼到计及阻尼,从作为线性阻尼到更接近实际的非线性阻尼;从不计流速到考虑平均流速;从限于小波动到有限幅度波动,最后直至计及热交换的情况,考虑的因素愈多,愈能逼近实际过程。但是,处理相应的力学模型和数学方程的求解也更为繁复了。

现把管道内流体的流动视作一维流时,考虑各种不同因素情况下对流体压力脉动的规律作如下简要介绍。

流体的状态可由下列变量表示:压力 P 、密度 ρ 、速度 u 和温度 T 。如把它们的瞬时值视为其平均值与脉动值之和,则有

$$\left. \begin{aligned} p_t &= p_0 + p, \rho_t = \rho_0 + \rho \\ u_t &= u_0 + u, T_t = T_0 + T \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

下标 t 为瞬时值, 0 为平均值, 无下标的为脉动值。

当通过压力脉动计算,从而获得管道系统上各点的载荷之后,可以进一步预估管道系统

的运动，这就归结为管系作为一个机械结构系统的动力响应分析。

改变影响压力脉动和管道机械振动的因素就能调整它们的幅度。为此，合理地确定管系的几何配置是极为重要的。往往有这样的情况发生，当盲目进行配管设计时，气柱和机械结构可能都处于或接近共振状态。这时，试运转阶段即遭失败或不能正常运转，就不难理解了。压力脉动的控制比较复杂，除反复计算、合理调整外，尚须在系统的适当位置正确配置容器、孔板、支管、集管器等元件，或者在某些部位设置诸如液流消振器、消振簧、储能器等装置，以消减或抑制压力脉动。降低脉动压力强度。在压缩机管系上设缓冲器，缓冲器应靠近气缸进出口处，使脉动压力不均匀度降低。另外，孔板是气流阻力元件，设孔板是现场管道消减振动的有效方法之一。同时，在管道内安装声学滤波器等，以有目的控制气流脉动，达到消振的目的。

2.2.2 固有频率控制

管系是连续弹性体，存在结构固有频率。对于简单管系的结构固有频率的计算，理论力学有较详细的介绍。一个复杂的管系在工程上大都用有限元法计算[3]，将管系分成若干个单元，一般将一段直管作为一个管单元，弯管处理成弯管单元或若干根截面与弯管相等的直管组成的折线代替；法兰和阀门作为集中质量来考虑。

调整气柱固有频率，避开气柱共振。管系气柱固有频率取决于管系的配管方式、长度、管径、容器容积的大小和配置位置以及气体的种类和温度等，改变管道和容器的尺寸以及配置方式，可改变管系的气柱固有频率。在配管设计时，根据工艺流程的需要做好配管初步设计后，应计算管系的气柱固有频率，并通过调整，使它们不与激发频率重合以避免气柱共振。

(1) 通过为管道系统加装平衡块，改变质量矩阵 M ，以改变系统固有频率，降低管道的振幅，避免共振现象发生。

(2) 通过改变系统的阻尼矩阵 C ，如在管道的固定支撑的部位放置金属弹簧、橡皮或软木等，其隔振、减振效果较好，以达到隔振、消振的目的。

(3) 通过增加系统的刚度矩阵 K ，如增设支承、调整支承位置或改变支承性质。通过变化管道支承性质，缩短支承点距离使管道固有频率提高；改变悬臂管为两端简支管，变弹性支承为刚性支承管、均会使固有频率加大，以达到消振的目的。

(4) 管道系统。基频共振振幅最大，高阶共振的振幅较小，所以避开低频共振是解决问题的关键。目前的作法有调整管道的走向、支承位置、支承结构及管道结构尺寸等，将系统的固

有频率调高到激振力主频率的 2.8~3.0 倍以上。在工程中, 由于现场条件和工艺条件的限制, 管道的走向和结构尺寸无法改变, 只有通过改变约束条件来改变系统的固有频率。

2.2.3 阻尼应用

在飞行器上, 管道振动现象极为普遍。强烈的管道振动会使管道附件, 特别是管和管道附件连接部位等发生松动和破裂, 对安全飞行造成很大威胁。引发管道振动的一主要原因是由间隙性加压造成的流体压力脉动所引起的, 由于间隙加压, 管道内的压力在平均值的上下脉动(或称波动), 即产生所谓压力脉动。而在管道的弯曲部位、直径变化的部位或通过控制阀等处, 压力的脉动就会产生相应的随时间而变化的激振力。正是这些激振力, 激发管道系统发生振动。对于新的设计要在设备布置和配管设计中避开共振区域。对于现有的装置就要采取减振措施, 来解决管道振动确保管道安全运行。

加装减振器的基本原理, 是通过改变系统的阻尼矩阵, 如在管道的固定支撑的部位放置金属弹簧、橡皮或软木等, 其隔振、减振效果较好, 以达到隔振、消振的目的。解决管道振动主要是根据实际情况作具体分析, 采取多种措施和方法, 使管道在允许范围内振动, 确保安全运行。现在介绍选择管道减振器的几种主要方法。

(1) 现有管系管道振动也可以直接通过测振仪测试, 来掌握管系的振动状况, 结合理论分析和现场条件, 确定管道减振器的规格型号及安装位置。

(2) 复杂管系或重要管系管道振动, 用电子计算机对管系进行气柱频率、流体脉动的流体力学计算, 静态、动态分析计算, 然后根据受力情况来选用管道减振器规格型号。

管道用双向弹性阻尼体减振阻尼器是近年来出现的新型减振设备, 采用半流体高分子化合物作为弹性阻尼体, 具有高黏性、强压缩性、良好的化学惰性和抗老化性能以及优异的热稳定性(-70~400℃)等特性。这些特性使得以弹性阻尼体为介质的阻尼器具备了以下 5 个方面的性能:

- (1) 速度响应范围宽, 动态响应时间短。
- (2) 抗振材料的抗老化能力以及热稳定性强。
- (3) 吸能比大, 效率高, 能在极小位移内获得高效减振效果。
- (4) 在管道热胀冷缩过程中, 可起到吸能作用而不对管道产生附加力。
- (5) 对扰动型能量突变和低幅高频与高幅低、低频振动都能有效控制, 有效降低管振动

引起的关键连接部位的间隙变化, 避免管道振动破坏。

2.3 有限元理论

有限元法是解决空间复杂管道振动问题的一个有效途径, 此方法改进了传统的梁单元有限元格式, 相比于普通梁单元有限元格式, 将原来的多项式插值改进为精确的微分方程解的形式, 提高了实用性, 使复杂系统简单化, 用较少的单元即可模拟。但因为要考虑管道内流体对管道的影响, 使得有限元方程中多出了由流体引起的陀螺矩阵项, 虽说自由度不变, 但一般都采用状态空间的解法。1997年, Olson 的一篇综述阐述了上述方法计算管道振动问题的思路, 对改进后梁单元有限元方法应用于含内流体的直管流固耦合计算中。

在有限元单元中, 梁单元和壳单元格式具有普适性, 即采用较少的单元就可以对复杂的管道系统进行分析。但对于输流管道的有限元建模中, 如何考虑由流体流动产生的哥氏力及管道结合部(如三通、弯管接头等)是其中的核心问题。对于有限元方程中出现的陀螺力矩可以用状态空间的方法来求解, 而对于结合部的模拟则主要依靠于个人的知识经验。

有限元法的基本思想方法是将一个实际的结构划分为有限个大小、有限数量的单元集合体进行分析。全部单元利用节点联系在一起, 单元与单元之间的也由节点来进行载荷的传递。这种把连续结构体分为离散的单元集合结构的过程被称之为有限单元的离散化, 也就是单元的划分。其中有限个大小、有限数量的单元集合体就被称之为有限单元, 简称为单元^[27]。

将被离散化后产生的有限个单元集合体代替实际的弹性连续体, 然后建立相似的模型以此为基础对其尽心数值模拟计算, 在对这些有限单元之间关系进行分析后, 考虑位移和内力的关系, 用变分法的原理, 把微分方程变成代数方程, 最后对各个单元进行组装, 成为一个整体后形成了整体系统刚度方程, 如下所示:

$$[K][U]=[Q] \quad (2.31)$$

式中: $[K]$ ——结构整体的刚度矩阵

$[U]$ ——节点的位移矩阵

$[Q]$ ——节点的载荷矩阵

根据问题性质的不同、变形形态以及计算的精度不一样, 离散之后的单元节点位置、性质以及数目也跟着改变(一般来说, 网格划分越细致, 方程解越精确, 越能反映实际情况,

但同时计算所耗费的资源越多，计算时间越长)。这就是说，有限元方法的方程描述的不是原来的系统结构，描述的是由相同材料组成的大量有限元单元以某种方式连接在一起的离散结构。这就导致了有限元方程的解只能无限接近于真实情况，是近似解。单元的划分越细致，越合理，所得的近似解就越接近于实际结果。

有限元分析方法如下，首先对单元进行分析，考虑单元的位移情况、应变应力变化模式，分析单元节点与单元节点之间力和位移的关系，建立有限单元的刚度矩阵。然后根据单元之间的联系的方式，把各个单元的刚度矩阵进行组合，形成最后的能反映整体结构系统位移于载荷量关系的总的刚度矩阵。最后对刚度方程进行求解得出各个有限单元的位移，根据单元与单元之间的关系分就可以得出单元的应力和应变情况。由此可知，有限元分析方法的主要过程为：先划分单元、再分析单元最后分析整体。

有限元法不同于传统意义上的力学分析方法，而正是这些差别，使得有限元法在许多传统方法难以解决的问题上有巨大的优势，使得求解变得容易，所以得到了广泛的应用，有限元与传统力学方法有以下区别：

(1) 可以分析结构极为复杂，形状不规则的结构模型。有限元方法可以将结构分为许多细小的单元，所以就可以组合成任意形状，任意结构的模型，分析时，在可以不考虑计算量的情况下，无需对结构做过多的简化；

(2) 能利用更为细小的单元来更为精确的模拟应力集中，得出更为精确的解；

(3) 对情况复杂的外部载荷也能很好的分配在各个单元上来处理；

(4) 能够有效的处理初始应力问题以及热应力问题；

(5) 能够有效的处理材料不均问题，对各向异性的材料同样适用；

(6) 能够解决各种非线性的问题；

(7) 利用大型有限元通用软件，能够一次性的得到复杂结构的各种求解变量，如结构的应力情况、位移情况、振动以及稳定性情况。

随着计算机技术的发展，计算机的求解能力大幅增加，可以建立极为精确的计算模型，所以使有限元方法得到了广泛的应用。有限元法的使用可以提高计算精度，加快计算速度，缩短了设计制造的周期，降低了成本。现在，大部分优秀的二维及三维绘图软件都嵌入了有限元分析接口，可以在绘制完图形之后，方便的进行有限元计算，得出计算结果。而后可以根据结果再返回修改图形的绘制。反复进行绘制和计算，能够使设计效率得到大幅度的提升，

单元局部坐标轴的方向一般是沿截面惯性主轴方向的。由于管单元的走向不同，因而每个管单元采用局部坐标系的方向也不相同。在进行结构整体分析时，尚须把局部坐标系中的单元刚度矩阵和单元质量矩阵变换成总体坐标系的单元刚度矩阵和单元质量矩阵，以便建立整个管系的总刚度矩阵、总质量矩阵以及管系的运动方程。

空间管单元在总体坐标系中的单元刚度矩阵和单元质量矩阵为：

$$\overline{K}^e = T^T K_e T \quad (2.32)$$

$$\overline{M}^e = T^T M_e T \quad (2.33)$$

其中坐标变化矩阵为：

$$T = \begin{bmatrix} \lambda & & & 0 \\ & \lambda & & \\ & & \lambda & \\ 0 & & & \lambda \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

管单元的局部坐标与系统的整体坐标如图 2.2 所示。

若已知直管单元节点 i 和 j 相对于整体坐标系的坐标分别为 $(\overline{x}_i, \overline{y}_i, \overline{z}_i)$ 和 $(\overline{x}_j, \overline{y}_j, \overline{z}_j)$ ，则

单元长度可表示为：

$$l = \left[(\overline{x}_j - \overline{x}_i)^2 + (\overline{y}_j - \overline{y}_i)^2 + (\overline{z}_j - \overline{z}_i)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.35)$$

管单元与整体坐标的夹角余弦为：

$$\cos \alpha_1 = (\overline{x}_j - \overline{x}_i) / l \quad (2.36)$$

$$\cos \beta_1 = (\overline{y}_j - \overline{y}_i) / l \quad (2.37)$$

$$\cos \gamma_1 = (\overline{z}_j - \overline{z}_i) / l \quad (2.38)$$

令 $h = (\cos^2 \alpha_1 + \cos^2 \beta_1)^{\frac{1}{2}}$ ，则

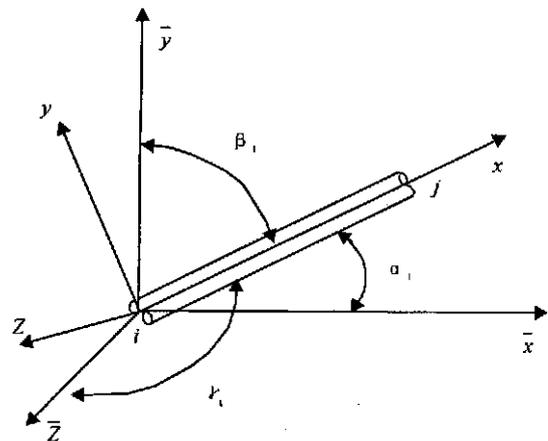


图 2.3 管单元的局部坐标与系统的整体坐标

$$\lambda = \begin{bmatrix} \cos \alpha_1 & \cos \beta_1 & \cos \gamma_1 \\ -\cos \alpha_1 \cos \beta_1 & h & -\cos \gamma_1 \cos \beta_1 \\ \frac{h}{h} & & \frac{h}{h} \\ -\cos \gamma_1 & 0 & -\cos \alpha_1 \\ \frac{h}{h} & & \frac{h}{h} \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

可见，对于直管单元的坐标变换矩阵，只需知道节点 i 和 j 相对于整体坐标系的坐标即可求得。

总体矩阵。总体刚度矩阵采用直接刚度法形成

$$K_{ij} = \sum_{(e)} K_{ij}^{(e)} \quad (2.4)$$

即结构总体刚度矩阵中的每一个元素等于各单元刚度矩阵中与其具有相同脚标的元素之和。总刚度矩阵中处于第 i 行第 j 列的元素块 K_{ij} 表示了第 j 号节点发生各单位位移而其余的节点位移均为零时所相应的第 i 号节点各节点力。由此可看出它与单元刚度矩阵中相应元素块的物理含义是相同的。因此，只需将结构坐标系的各单元刚度矩阵的元素块按照所对应的节点号送入总体刚度矩阵的相应位置，就可形成总体刚度矩阵。总体刚度矩阵中，各子块相应的节点号要求按由小到大的顺序排列，因而总刚度矩阵的形成分下面两种情况。

(1) $i > j$ 时，各单元刚度矩阵的元素块按照所对应的节点号送入总体刚度矩阵的相应位置的具体形式如图 2.3 所示：

(2) $i < j$ 时，各单元刚度矩阵的元素块按照所对应的节点号送入总体刚度矩阵的相应位置的具体形式如图 2.4 所示：

采用相同的方法也可得到总体刚度矩阵，即：

$$M_{ij} = \sum_{(e)} M_{ij}^{(e)} \quad (2.5)$$

边界条件处理：

总体矩阵中位移边界条件的处理，采用划行划列法。即，将 K 和 M 中实际位移为零及有约束的行与列划掉。

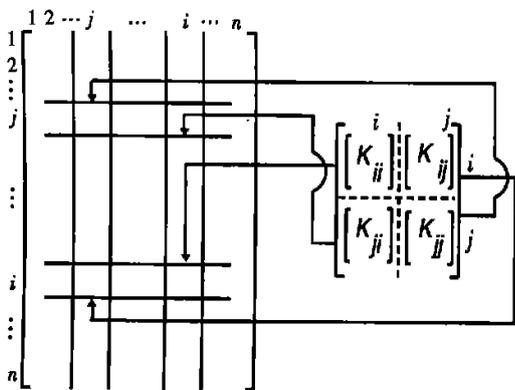


图 2.2 $i > j$ 时总体刚度矩阵各元素排列

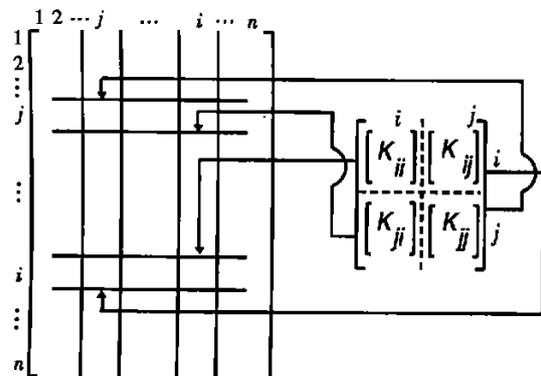


图 2.1 $i < j$ 时总体刚度矩阵各元素排列

第三章 基于实际飞机液压管道震动抑制技术仿真研究

3.1 Ansys Workbench 软件简介

ANSYS 软件是美国 Swanson 公司推出的融结构、流体、电磁、热、声学为一体的大型通用有限元分析商业软件，现如今已经推出了 Ansys14.0 版本。现今的 Ansys 软件推出了新一代的操作平台——Ansys Workbench，新一代的操作平台有别于以前的操作界面和其他的有限元通用分析软件，其最显著的特点就是拥有更友好的用户界面，使得分析过程更加直观。它将各种分析模块化，需要进行某项分析时，只需点击这个模块并拖拽至操作界面上即可，模块与模块之间还能通过简单的拖拽方法实现完美的连接，而不需要在软件内完成各种各样复杂的设置，这个优点在进行多任务仿真和多物理场耦合的时候更为突出，节省了分析者大量的精力，使得分析者能将注意力更多放在问题本身上来，提高了分析的效率。另外，它具有统一的单元库以及材料库，用户可以根据实际情况添加需要的单元、材料以及材料所具有的各种性质，最后可以将所添加的材料保存至数据库，方便以后的调用。Ansys Workbench 软件还具有多种多样的分析模块，除了传统的静力学模块，动力学模块，模态分析模块，谐响应模块，断裂力学模块等等之外，Ansys 通过积极并购后的其他软件，如 CFX 流体分析软件，FLUENT 软件等，也都被作为单独的模块集成在一个操作平台中。然后，Ansys Workbench 软件还拥有出色的各类数据接口，能将前期绘制的各种类型的模型图无缝的导入进软件，也能将计算的结果导出为其他格式的结果文件，与其他软件方便的进行数据交换^[63]。

Ansys Workbench 仿真平台于传统的黑白屏的仿真平台相比有如下的特点^[64]：

(1) 界面更为友好。相比以前的黑白屏分析环境，现今的分析平台界面更加友好，更加贴近用户，用户可以根据分析模块中标示的变化来监控分析的每一步，以此来完成分析过程中的各种设置。

(2) 分析过程简单明了。以前的分析环境中，分析过程不那么明显，新的分析平台中，软件将分析过程分为了几个固定的模块，完成前一步才能进行后一步的设置和计算，一步一步的分析，这样能非常容易的发现分析中出现的问题。

(3) 集成了较多的分析模块。新的仿真平台中集合了以前没有的流体等其他物理场分析模

块，能在仿真平台内部就可以方便的调用各个模块，进行多物理场协同仿真计算，提高了仿真的效率。

本文使用的是 Ansys12.1 Workbench 仿真平台，是较为稳定，功能也比较完全的一个版本，完全体现了 Ansys 软件发展的新态势，能方便的进行各种分析项目。

3.2 改变管型对压力脉动影响分析

本章节仿真实验内容主要为研究改变管型对压力脉动的影响，管道结构取自于真实管道。选取管道 1-253、管道 2-253 和管道 3-253 为研究对象。其中管道 1-253 为管型改变之前的三维模型，管道 2-253 为管型更改后的三维模型。管道 1-253、管道 2-253 的材料性能参数分别为：密度 $\rho = 2810\text{kg/m}^3$ ；弹性模量 $E=71\text{GPa}$ ；泊松比 $\mu = 0.32$ ；管道 3-253 的材料性能参数是密度 $\rho = 7850\text{kg/m}^3$ ；弹性模量 $E=210\text{GPa}$ ；泊松比 $\mu = 0.3$ 。

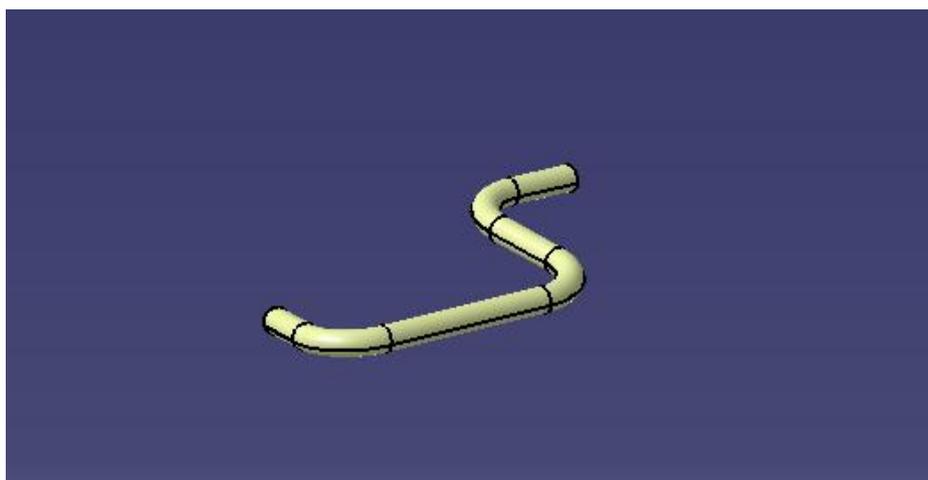


图 3.1 管道 1—253

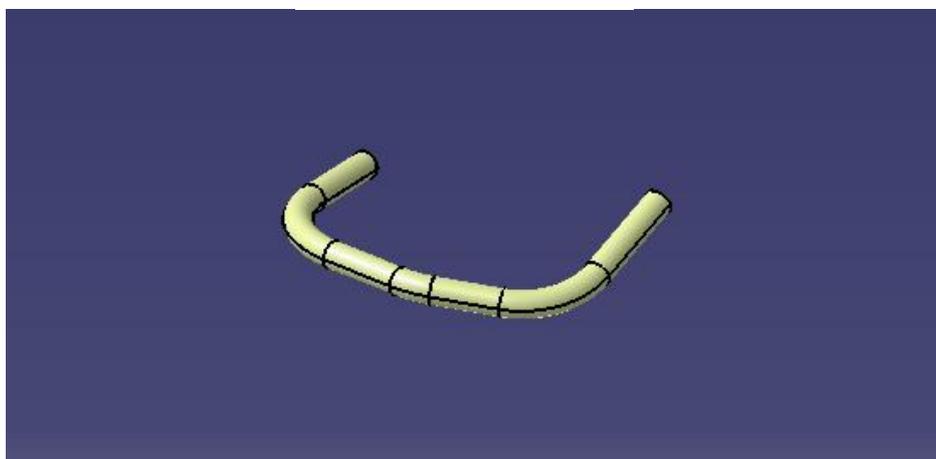


图 3.2 管道 2—253

根据管道压力脉动的计算公式,得出管道 1-253、管道 2-253 管弯头处的激振力是 124.1N,管道 3-253 管弯头处的激振力是 116.7.1N。设置管道的脉动频率是 500—1000Hz,在每个脉动频率处定义 100 个求解点,设置管道两端为固定约束,通过谐响应分析,得出如图 3.3 所示的结果。从图中可以看出,管道 1-253 在每个脉动频率处的应力变化均匀,管道 2-253 在每个脉动频率处变化也比较平稳,管道 3-253 在频率为 500Hz 时的频率变化较大,因此,对于管道 253 在管道两端施加固定约束的情况,改变管型不能有效的减小压力脉动。

管道在正常工作状态下,两端不能达到绝对固定的理想状态,因此,在管道两端施加弹性约束,设弹性约束中的刚度 $K=10^6\text{N/m}$,通过谐响应分析,得出如图 3.4 所示的结果。在图 3.3 中可以看出,在改变管型后,管道 3-253 在每个频率处的应力均比管道 1-253 和管道 1-253 小。因此,对于管道 253 在施加弹性约束时,改变管道的管型能够有效的减小压力脉动,进而减小管道振动。

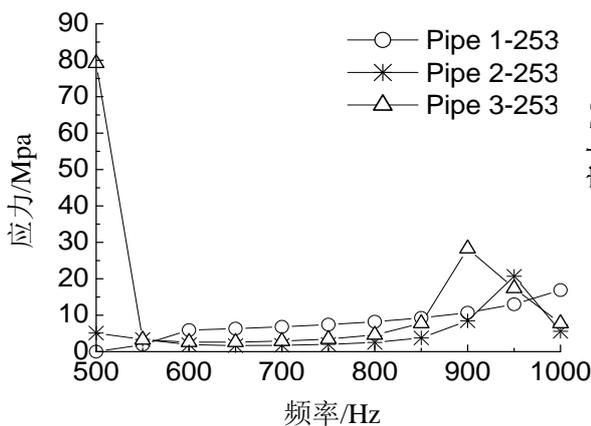


图 3.3 管道 253 改变前后施加固定约束时应力

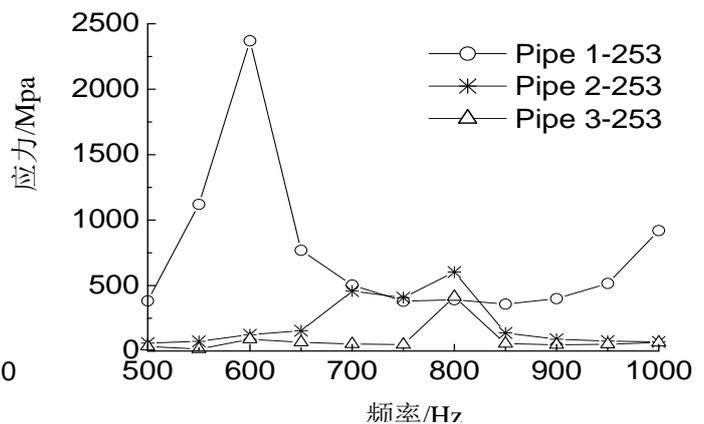


图 3.4 管道 253 改变前后施加弹性约束时应力比较

3.3 改变管道支撑结构对固有频率影响分析

在液压系统试验台中的管道的不同位置加入卡箍,卡箍使用弹性约束模拟,刚度系数 $k=10^9$ 。如图 3.5 所示。

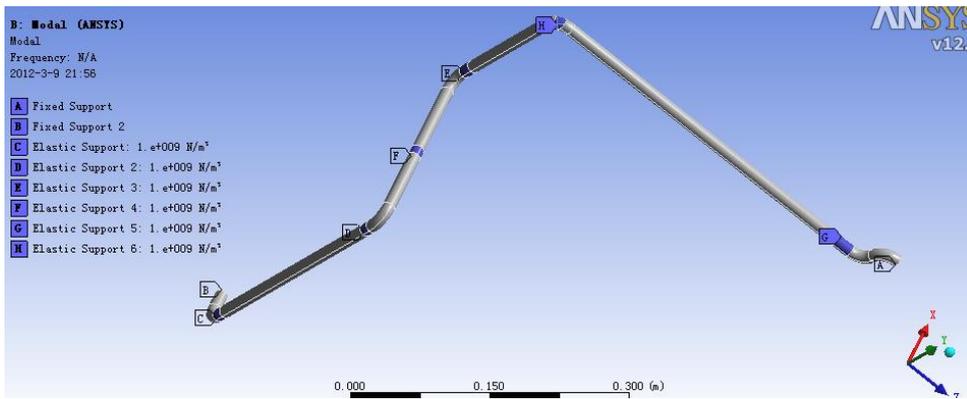


图 3.5 实验管道弹性约束整体分布

通过仿真计算，得出管道系统的固有频率变化。如表 8 所示。

通过表 3.1 的比较，可以发现以下规律：

- 1) 将弹性约束安装在靠近施加固定约束端的管接头处，管道的固有频率发生微小变化。
- 2) 在不靠近管道固定端的管弯头处施加弹性约束，管道的固有频率发生较大变化，该管道的固有频率增加了 3—4 倍。
- 3) 若只在管道直管处施加弹性约束，管道的固有频率发生变化，分析管道的固有频率增加了 2 倍，单变化程度没有在管弯头处施加约束变化的多。
- 4) 若在管道直管部分与管弯头部分同时施加约束，与只在管道管弯头部分施加约束相比，管道固有频率发生微小变化。

表 3.1 管道在弹性约束处的管道固有频率变化

约束位置	C	D	F	E	H	G	频率/Hz
约束 1	√						34.12
约束 2	√	√					54.826
约束 3	√	√	√				72.57
约束 4	√	√	√	√			87.481
约束 5	√	√	√	√	√	√	185.03
约束 6	√	√	√	√	√		88.687
约束 7		√	√	√	√	√	184.99

约束 8			√	√	√	√	174.78
约束 9				√	√	√	88.391
约束 10					√	√	46.73
约束 11						√	34.12
约束 12					√		86.975
约束 13				√	√		88.313

在液压系统试验台的两端施加固定约束，同时也在管道的不同位置施加固定约束，如图 3.6 所示，通过施加不同固定约束，观察管道固有频率的变化。

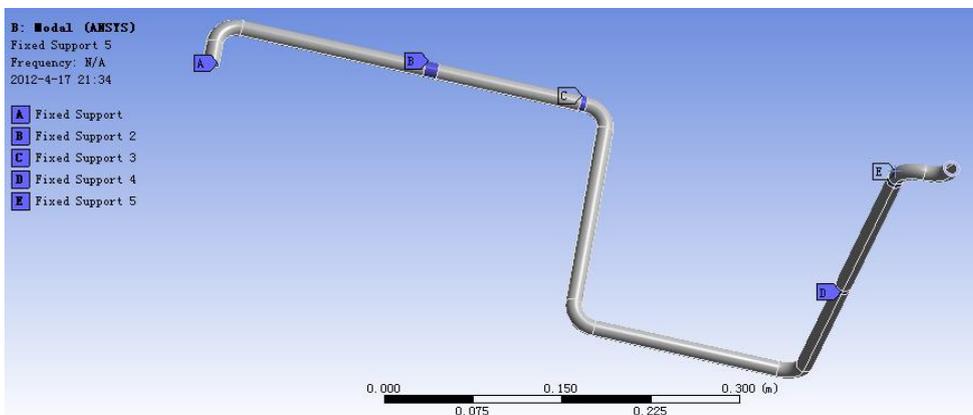


图 3.6 实验管道固定约束整体分布

表 3.2 实验管道全约束情况下固有频率变化

约束位置	B	C	D	E	频率/Hz
约束 1	√				51.078
约束 2	√	√			72.274
约束 3	√	√	√		160.76
约束 4	√	√	√	√	160.76
约束 5		√			72.274
约束 6		√	√		160.76
约束 7		√	√	√	160.76
约束 8			√		78.265
约束 9			√	√	78.265

约束 10				√	41.052
-------	--	--	--	---	--------

从表 3.2 中，可以发现以下规律：

1) 当施加在管道直管部分的约束与施加在管道弯管处的约束共同作用时，管道的固有频率变化最大，是不施加约束时管道固有频率的 5 倍左右。

2) 当管道的固定约束施加在靠近管道固定端的弯头处时，管道的固有频率变化很小。

3) 当管道的固定约束施加在管道直管部分时，与在直管部分和弯头部分共同施加约束时相比，管道固有频率的变化量相对减小。与不施加约束时管道固有频率相比，变化了 2 倍左右。

表 3.3 不同刚度弹性约束的管道固有频率变化

位置 刚度	B	C	D	E
10^6	36.001	36.071	36.084	35.957
10^7	36.377	37.045	37.18	35.957
10^8	39.039	43.669	45.132	35.96
10^9	44.108	54.053	61.617	35.984
10^{10}	45.681	56.377	66.403	36.159

将表 3.1 与表 3.2 相比较，不论是施加固定约束，还是施加弹性约束，管道的固有频率变化规律大致相同。在管道的不同位置安装弹性约束，分别观察刚度在 10^6 — 10^{10} 时，管道固有频率的变化。从表 3.3 中可以看出，当在管道不同位置施加不同刚度的弹性约束时，管道的固有频率是不同的。可以看出：

1) 在靠近固定端（E）的管弯头处施加弹性约束，不论刚度大小，管道固有频率没有变化。

2) 从不同位置的管道弹性约束看，当刚度在 10^8 — 10^9 时，管道的固有频率变化较大。

3) 当刚度达到一定范围，管道的固有频率变化很小，不再变化。

3.4 阻尼对管道振动影响

以管道 1-253 为研究对象，对共振时的管道振动加以研究。在管道上沿管线施加 267N 的激振力，在管道两端施加固定约束，在管道支撑上面施加固定约束，具体约束条件如图 3.7。约束 1 的边界条件是管道两端固定，没有任何支撑。约束 2 的边界条件是在靠近管道固定端的位置的支撑处，对支撑施加固定约束，在支撑于管道间增加阻尼。约束 3 的边界条件是在管道直管部位添加支撑，使支撑固定，并在直管与管道间施加阻尼。

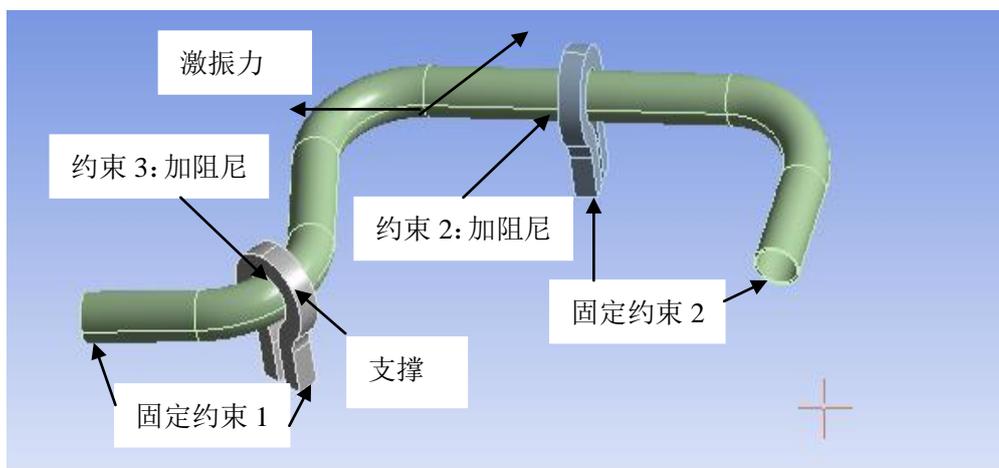


图 3.7 1-253 管道加阻尼时的约束情况

设施加约束的刚度 $k=10^6\text{N/m}$ ，阻尼是 $2000\text{ N}\cdot\text{s/m}$ ，分别对在不同位置施加刚度阻尼的情况加以分析，计算结果如表 3.4 所示。从表 3.4 可以看出，在约束 2（只增加阻尼 1）的情况，管道的振动量最小，在不施加阻尼的情况下，添加约束 2 的位置的振动是最大的，因此，在振动量大的位置施加阻尼，可以有效的减小振动和应力。

表 3.4 不同位置施加相同刚度和相同阻尼的管道固有频率变化

位置	约束 1	约束 2	约束 3
无阻尼	√		
阻尼 1		√	
阻尼 2			√
固有频率/Hz	382.36	537.93	448.4
最大应力/Mpa	217.18	144.6	206.65

最大位移/mm	0.739	1.20	0.872
---------	-------	------	-------

表 3.5 为不同位置施加不同刚度和不同阻尼管道固有频率变化计算结果，从表 3.5 可以看出，在约束 2 的情况下，同时改变支撑的刚度和阻尼，能够有效的减小振动量，当刚度相同，增加阻尼，管道的最大应力和最大位移改变，应力变化量为 0.3Mpa。

当刚度不同，阻尼不同的情况下，管道的最大应力和最大位移也发生改变，最大应力的变化量是很大。将约束 2 和约束 3 的情况比较，在约束 2 情况下得出的最大应力均比约束 3 情况下得出的最大应力小，这与管道安装支撑的位置有关，约束 2 是将支撑安装在管道振动最大的位置，约束 3 是将支撑安装在管道的弯头处，二者相比较说明，在使用阻尼来减小管道振动的时候，应该将支撑安装下管道振动最大的位置。

表 3.5 不同位置施加不同刚度和不同阻尼管道固有频率变化

约束 2 情况		最大应力/Mpa	最大位移/mm
刚度/(N/m)	阻尼/(N*s/m)		
10^6	2000	144.6	1.20
10^7	3000	58.5	0.396
10^8	2000	54.7	0.354
10^8	3000	54.4	0.352
约束 3 情况		最大应力/Mpa	最大位移/mm
刚度/(N/m)	阻尼/(N*s/m)		
10^6	2000	206.66	0.872
10^7	3000	245.9	1.48
10^8	4000	187.6	1.17
10^9	2000	219.5	0.807

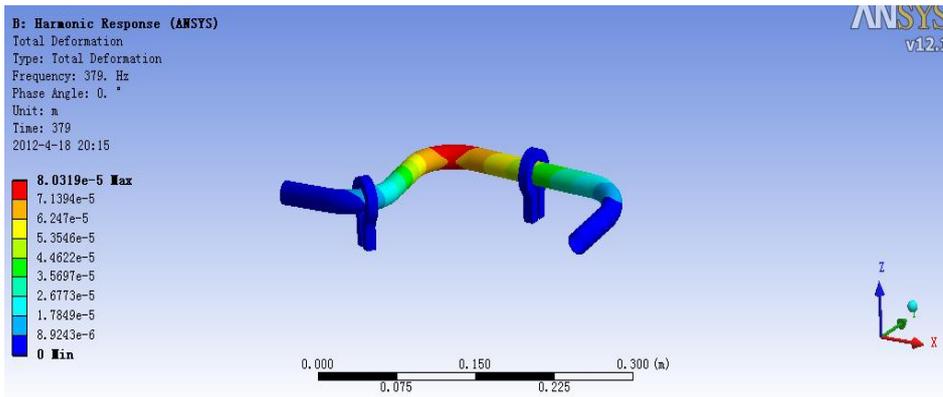


图 3.8 1-253 管道加阻尼时的振动位移分布

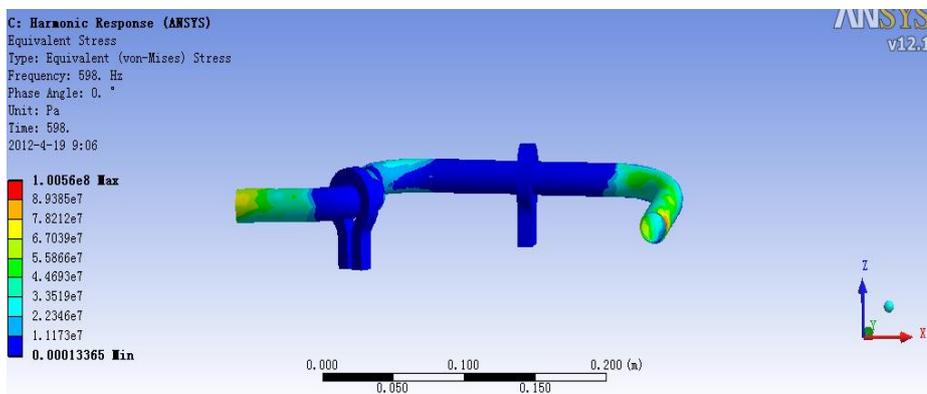


图 3.9 1-253 管道加阻尼时的约束情况

图 3.8 是管道在无阻尼时的振型图，从图中可以看出，管道沿 Z 方向运动，在弯管处振动位移最大，与弯管相连的直管处稍小。图 3.9 是管道的应力分布图，在不同情况下施加阻尼，管道的应力分布是相同的，只是应力大小不同。

第四章 总结与展望

4.1 总结

本文针对飞机液压管道的振动问题，进行了基于实际飞机液压管道振动抑制技术仿真实验研究，总结起来，取得了如下的研究成果：

(1) 利用 CATIA 软件绘制管道的三维图形，并将其三维图形带入 Ansys 软件进行仿真实验研究。设置管道两端为固定约束，通过谐响应分析，得出对于在管道两端施加固定约束的情况，改变管型不能有效的减小压力脉动；对于管道两端施加弹性约束的情况，改变管道管型能够有效减少压力脉动，进而减少管道振动。

(2) 利用 Ansys 软件进行改变管道支撑结构对固有频率的影响分析。通过仿真计算，得出在靠近固定端的管弯头处施加弹性约束，不论刚度大小，管道固有频率没有变化；从不同位置的管道弹性约束看，当刚度在 10^8 — 10^9 时，管道的固有频率变化较大；当刚度达到一定范围，管道的固有频率变化很小，不再变化。

(3) 对共振时的管道振动加以研究，在管道上沿管线施加激振力，在管道两端施加固定约束，在管道支撑上面施加固定约束，并在支撑处施加阻尼，得出：在振动量大的位置施加阻尼，可以有效的减小振动和应力；在使用阻尼来减小管道振动的时候，应该将支撑安装下管道振动最大的位置。

4.2 展望

本文的研究工作对于管道系统振动技术研究提供了有效的方法和思路，具有一定的实际应用意义和价值。但是，还存在许多问题需要进一步深入研究。

(1) 实际管道的工作情况比较复杂，本文只考虑了管型、支撑结构和阻尼对于管道动力学特性的影响，进一步的研究中，可以考虑其他因素对于管道的影响，如管道外部的随机激励、管道连接方式等。

(2) 对于管道的优化是研究工作的最终目的，本文只在最后对于管道的优化做了前期的

探索，以后的研究中可以用参数化的方式来研究各影响因素对管道的影响，探寻进一步的优化方法。

（3）载液高压管道的渗漏机理和可靠性研究有待作进一步研究。

（4）关于管道材料的疲劳寿命需作进一步的实验研究，得到 S-N 曲线，并进行疲劳寿命估计。

参 考 文 献

- [1] 赵子琴, 李树勋, 徐登伟, 吴寿敬. 管道震动的减振方案及工程应用[J]. 管道技术与设备, 2011, 3:54~55.
- [2] 党锡淇, 黄幼龄. 工程中的管道振动问题[J], 力学与实践, 1993, 15 (4): 9~10.
- [3] A. 维将金. 活塞式压缩机脉动与振动. 沈阳气体压缩机研究所译印, 1975.
- [4] 酒井敬之等. 关于往复式压缩机管道系统脉动的研究[J]. Bulletin of JSME, 1973, 16(91):191~194.
- [5] 山田荣, 野田桂一郎. 配管系压力脉动的计算. 流体力学, 通卷 110 号昭和 49 年 10 月, 1974, 10(10):82~90.
- [6] 叶山真治, 毛利泰裕等. 日本机械工程学会论文集, 42 卷 364 号, 昭和 51 年 12 月, 1976.
- [7] 蕊川猛等. 日本机械学会论文集41卷343号, 1975.
- [8] Benson R. S and User A. S. Some recent research in gas dynamic modeling of multiple single stage reciprocating compressor system. Purdue Compressor Technology Conference, 1972: 313~324.
- [9] Maclaren J F T. Advances in numerical methods to solve the equations governing unsteady gas flow in reciprocating compressor system. Purdue Compressor Technology Conference, 1976: 23~29.
- [10] 西安交通大学管道振动科研组. 往复式压缩机管系气柱固有频率的计算与试验研究, 西安交通大学学报, 1976, (s):3~15.
- [11] 西安交通大学管道振动科研组. 活塞式压缩机管道中的气流脉动与管道振动问题. 西安交通大学学报, 1978, (1)
- [12] 党锡淇, 夏水稼. 往复式压缩机管路内压力脉动的侧盆. 压缩机技术, 1979, (4):19~38.
- [13] 党锡淇, 陈守五, 夏水稼. 孔板消减气流脉动机理的分析. 西安交通大学学报, 1979, (2):25~33.
- [14] 党锡淇, 陈守五. 活塞式压缩机气流脉动与管道振动. 西安交通大学出版社, 1984:161~162.
- [15] 徐稼轩, 党锡淇. 压缩机管道系统结构振动计算. 化工与通用机械, 1983, (8): 493~503.
- [16] 陈守五, 黄幼玲. 一维不定气流方程组解法及其应用的研究. 西安交通大学学报, 1982, 16(1):49~53
- [17] 梁峰. 输流管道横向振动机理及其控制研究(博士学位论文). 沈阳, 东北大学.
- [18] 杨莹, 陈志英. 航空发动机管路流固耦合固有频率计算与分析[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2010, 23(1):42~46.
- [19] 周红, 刘永寿, 邵小军, 岳珠峰. 飞机液压管路冲击响应分析[J]. 航空计算技术, 2010, 40(4): 1~3.
- [20] 曹树谦. 振动结构模态分析理论实验与应用[M]. 张文德, 萧龙翔. 天津: 天津大学出版社, 2001. 3.
- [21] 党锡淇. 活塞式压缩机气流脉动与管道振动[M]. 陈守五. 西安:西安交通大学出版社, 1984, 33~56.
- [22] 扈英超. 线性振动[M]. 北京:高等教育出版社, 1981, 65~97.
- [23] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册(第 19 分册)转子动力学及整机振动 [M]. 北京: 航空工业出版社, 2000:208~226.
- [24] S Vanlanduit, F Daerden, P Guillaume, Experimental modal testing using pressurized air excitation, Journal of Sound and Vibration 299(2007)83~98.
- [25] 孟丹,郭海燕,徐思朋.输流管道的流体诱发振动稳定性分析[J].振动与冲击,2010,29(6):80~83.
- [26] 卢喜丰.实验模态分析与激光测振技术研究[M].西南交通大学硕士学位论文.2007.
- [27] 王世忠,王茹.三维管道固液耦合振动分析[J].哈尔滨工业大学学报,1992,8(4):43~49.

致 谢

本文的研究工作是在导师陈果教授的悉心指导下完成的，导师崇高的师德、严谨的治学态度、忘我的敬业精神、渊博的学识见地使我受益匪浅。在我求学期间，不仅使我学到了丰富的专业知识、科学的思维方法、独立思考和勇于开拓的精神，更是以儒雅的人格魅力深深的感染着我。高山仰止，景行行止，虽不能往，然心向往之。万般思绪，更无法言语，谢恩师！

感谢母校南京航空航天大学，感谢民航学院，感谢她在生活和学习上为我提供的条件与便利。

在我即将走向自己的工作岗位、步入社会之际，我要感谢我的父母，感谢他们的关爱和支持使我能够圆满的完成学业，养育之恩，无以回报，我会在今后的工作过程中，努力奋斗，不辜负他们的期望。

感谢王晶师姐，感谢她的耐心与认真的态度，这些时时刻刻鼓励着我。

再一次感谢所有关心和帮助过我的师长、亲人、朋友、同学，谢谢你们！