

中图分类号 V231.9

论文编号 1028707 19-S056

学科分类号 082304

硕士学位论文

装配应力对飞机管路密封性能的影响 分析及其检测方法研究

研究生姓名	於为刚
学科、专业	载运工具运用工程
研究方向	航空器监测、诊断与健康管
指导教师	陈 果 教授

南京航空航天大学

研究生院 民航学院

二〇一九年三月

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics
The Graduate School
College of Civil Aviation

Analysis of Influence of Assembly Stress on Aircraft Pipeline Sealing Performance and Its Detection Method

A Thesis in

Vehicle Operation Engineering

By

Yu Weigang

Advised by

Professor Chen Guo

Submitted in Partial Fulfillment

of the Requirements

for the Degree of

Master of Engineering

March, 2019

承诺书

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师指导下，独立进行研究工作所取得的成果。尽我所知，除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人享有著作权的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。

本人授权南京航空航天大学可以有权保留送交论文的复印件，允许论文被查阅和借阅，可以将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、缩印或其他复制手段保存论文。

(保密的学位论文在解密后适用本承诺书)

作者签名： 孙为刚
日 期： 2019.3.28

摘 要

管路连接件作为飞机液压系统的关键连接元件，直接影响着飞机运行的安全性和可靠性。然而，实际存在的装配偏差会使连接件产生装配应力，进而影响整个管路系统的密封性能。因此，本文针对管路连接件分析了装配应力对管路密封性能的影响规律，研究了安装应力智能检测技术，主要工作体现在：

(1) 分析了扩口式管路连接件的结构组成与密封原理，建立了相关的接触有限元模型，完成了预紧状态的力学分析。结果表明：管路连接件的等效力主要集中在扩口导管和直通管接头的锥面以及外套螺母的螺纹齿根区域，基本符合实际情况，满足强度要求。

(2) 分析了管路连接件密封性能的影响因素，提出了有效密封的判定条件，研究了装配应力对密封性能的影响规律。结果表明：随着摩擦系数的增大，密封性能反而降低；拧紧力矩的增加会使密封性能增强，但超过某一极限值，管路连接件可能发生破坏；装配过程中存在的角度偏差和径向偏差会使密封环面积减小，密封性能降低，同时部分区域出现应力集中；长度偏差分为两个方向，管接头偏离扩口导管时，密封性能降低；管接头偏向扩口导管时，密封性能增强，但可能产生较大的装配应力，导致结构破坏。

(3) 构建了管道安装应力检测试验台，研究了装配应力对管道固有特性的影响规律，结果表明：不同装配应力下的频响函数存在明显差异，主要表现在共振峰峰值大小和位置的变化。开发了管道安装应力检测系统，提出了一类支持向量机和向量的角度相似法两种不同的检测方法，并利用试验台数据进行了方法验证。结果表明：随着装配应力的增加，检测结果偏离正常状态的程度也明显增加，充分验证了检测方法的有效性和准确性。

关键词：管路连接件，装配应力，有限元分析，密封性分析，安装应力检测

ABSTRACT

As a key connecting component of the aircraft hydraulic system, the pipe joint directly affects the safety and reliability of the aircraft flight. However, the deviations in the actual assembly can cause assembly stresses in the joints, which in turn affects the sealing performance of the entire piping system. Therefore, this paper analyzes the influence of assembly stress on sealing performance for aircraft pipe joints, and studies the intelligent detection technology of installation stress. In this study, there are some discussions as follows:

(1) The structural composition and sealing principle of the flared pipe joints are analyzed, the contact finite element model of the pipe joints is established, and the mechanical characteristics of the preloaded state are completed. The results show that the equivalent stress is mainly concentrated in the flaring of the flared pipe, the straight pipe joint and the thread root region of the outer casing nut, basically in line with the actual situation, meet the strength requirements.

(2) According to the pipe joints, the influencing factors of the sealing performance were analyzed, the determination conditions of effective sealing were put forward, and the influence of assembly stress on the sealing performance was studied. The results show that as the friction coefficient increases, the sealing performance decreases. The increase of tightening torque will enhance the sealing performance, but beyond a certain limit, the joint may break. The angular deviation and radial deviation during assembly will reduce the area of the seal ring and the sealing performance, and cause stress concentration in some areas. The length deviation is divided into two directions. When the pipe joint is deviated from the flared pipe, the sealing performance will be reduced. When the pipe is deflected, the sealing performance will be enhanced, but larger assembly stress may occur and structural damage may happen.

(3) A pipeline installation stress test bench was constructed to study the influence of assembly stress on the inherent characteristics of the pipeline. The results show that there are significant differences in the frequency response function under different assembly stresses, mainly in the magnitude and position of the peak of the resonance peak. A pipeline installation stress detection system was developed and two different detection methods of support vector machine and vector angle were proposed, finally the method was validated by using test bench data. The results show that with the increase of assembly stress, the degree of deviation of the detection results from the normal state is gradually increased, which fully verifies the validity

and accuracy of the detection method.

Key words: Pipe joint, Assembly stress, Finite element analysis, Sealing analysis, Installation stress detection

目 录

第一章 绪论	1
1.1 课题的研究意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	2
1.2.1 管道初始安装应力研究现状.....	2
1.2.2 管路连接件与密封性研究现状.....	3
1.2.3 管道结构损伤识别技术研究现状.....	4
1.2.4 目前研究中存在的问题.....	6
1.3 本文的主要研究内容.....	6
第二章 飞机管路连接件多体接触有限元建模.....	8
2.1 引言	8
2.2 飞机管路连接件组成与工作状态.....	8
2.2.1 管路连接件结构组成.....	8
2.2.2 管路连接件工作状态.....	9
2.3 接触问题的数值计算理论.....	10
2.3.1 接触问题的基本方程.....	10
2.3.2 接触问题的求解基础—赫兹理论.....	10
2.3.3 接触问题的有限元分析原理.....	13
2.4 基于 ANSYS 的接触有限元建模.....	15
2.4.1 有限元法及 ANSYS 软件.....	15
2.4.2 接触类型和接触方式.....	16
2.4.3 面-面接触分析的步骤	17
2.4.4 面-面接触分析的关键参数	17
2.5 管路连接件多体接触有限元模型建立.....	19
2.5.1 CAD 模型建立	19
2.5.2 预紧力施加方案.....	21
2.5.3 有限元模型建立.....	23
2.5.3.1 有限元模型.....	23
2.5.3.2 材料本构模型.....	24
2.5.3.3 边界条件和载荷.....	25

2.5.4 预紧状态的力学特性.....	27
2.6 本章小结	28
第三章 装配应力对管道密封特性的影响规律.....	29
3.1 引言	29
3.2 金属密封机理分析.....	29
3.3 管路连接件的密封原理.....	31
3.3.1 密封性能影响因素分析.....	31
3.3.2 管路连接件的密封条件.....	32
3.3.3 密封区域接触参量的提取方法.....	33
3.4 摩擦系数对密封性能的影响分析.....	34
3.5 拧紧力矩对密封性能的影响分析.....	37
3.5.1 拧紧力矩对密封性能的影响.....	37
3.5.2 管路连接件整体强度校核.....	40
3.6 装配偏差对密封性能的影响分析.....	43
3.6.1 角度偏差对密封性能的影响.....	43
3.6.2 径向偏差对密封性能的影响.....	46
3.6.3 长度偏差对密封性能的影响.....	50
3.7 本章小结	54
第四章 管道安装应力智能检测技术研究.....	55
4.1 引言	55
4.2 导管有安装应力下的模态分析.....	55
4.3 管道试验台安装应力检测.....	56
4.3.1 管道安装应力检测试验台.....	56
4.3.2 试验测试设备介绍.....	56
4.3.3 管道安装应力测试.....	60
4.3.3.1 试验台测试结果.....	60
4.3.3.2 ANSYS 仿真结果.....	61
4.3.4 基于锤击法的导管模态试验.....	62
4.3.5 试验结果分析.....	63
4.4 管道安装应力检测系统开发.....	66
4.4.1 系统开发构想.....	66
4.4.2 系统模块设计.....	67

4.4.3 系统功能介绍.....	68
4.4.3.1 系统设置与数据采集.....	68
4.4.3.2 标准样本设置.....	68
4.4.3.3 安装应力检测.....	70
4.5 基于一类支持向量机的装配应力异常检测.....	70
4.5.1 一类分类原理.....	70
4.5.2 管道装配应力检测流程.....	72
4.5.3 检测结果分析.....	73
4.6 基于频响函数相似度的装配应力异常检测.....	75
4.6.1 相似度检测原理.....	75
4.6.2 管道装配应力检测流程.....	76
4.6.3 检测结果分析.....	77
4.7 本章小结.....	79
第五章 总结与展望.....	80
5.1 全文工作总结.....	80
5.2 未来工作展望.....	81
参考文献.....	82
致 谢.....	87
在学期间的研究成果及发表的学术论文.....	88

图表清单

图 1.1 总体研究流程.....	6
图 2.1 扩口式管路连接件结构组成.....	9
图 2.2 两球体的初始接触状态.....	11
图 2.3 有限元分析流程图.....	16
图 2.4 导管与直通管接头装配示意图.....	19
图 2.5 扩口式管接头组成部件主要尺寸.....	21
图 2.6 扩口式管接头 PROE 三维模型.....	21
图 2.7 连接副平管嘴与外套螺母间的摩擦力矩.....	22
图 2.8 扩口式管路连接件有限元计算模型.....	24
图 2.9 扩口式管路连接件接触对建立.....	24
图 2.10 1Cr18Ni9Ti 真实应力-应变曲线.....	25
图 2.11 1Cr11Ni2W2Mov 和 TC6 真实应力-应变曲线.....	25
图 2.12 管路连接件边界条件和载荷.....	26
图 2.13 管路连接件整体等效应力分布.....	27
图 2.14 扩口导管与管接头的接触压应力分布.....	27
图 2.15 导管和平管嘴结合体等效应力分布.....	27
图 2.16 直通管接头等效应力分布.....	28
图 2.17 外套螺母等效应力分布.....	28
图 3.1 金属密封的微观过程.....	30
图 3.2 粗糙表面密封模型.....	30
图 3.3 扩口式管路连接件密封原理.....	31
图 3.4 有效密封环.....	34
图 3.5 密封环接触压应力云图.....	34
图 3.6 预紧轴向力随摩擦系数变化曲线.....	34
图 3.7 不同摩擦系数下的密封环区域.....	35
图 3.8 密封面宽与摩擦系数关系曲线.....	36
图 3.9 密封面积与摩擦系数关系曲线.....	36
图 3.10 密封面平均接触压应力与摩擦系数关系曲线.....	37
图 3.11 拧紧力矩—轴向预紧力变化关系曲线.....	37

图 3.12 不同拧紧力矩下的密封环区域.....	38
图 3.13 密封面宽与拧紧力矩关系曲线.....	39
图 3.14 密封面积与拧紧力矩之间关系曲线.....	39
图 3.15 密封面平均接触应力与拧紧力矩关系曲线.....	40
图 3.16 扩口导管最大等效应力随拧紧力矩变化曲线.....	41
图 3.17 最大拧紧力矩 46N·m 时管接头的等效应力分布.....	41
图 3.18 管接头最大等效应力随拧紧力矩变化曲线.....	42
图 3.19 螺母最大等效应力随拧紧力矩变化曲线.....	42
图 3.20 最大拧紧力矩 46N·m 时管接头等效应力分布.....	42
图 3.21 最大拧紧力矩 46N·m 时螺母等效应力分布.....	42
图 3.22 导管端部的角度偏差.....	43
图 3.23 几种典型角度偏差下的密封环区域.....	44
图 3.24 密封面积与角度偏差的关系曲线.....	45
图 3.25 密封面平均接触应力与角度偏差的关系曲线.....	45
图 3.26 扩口导管最大等效应力随角度偏差变化曲线.....	46
图 3.27 最大角度偏差 3° 时扩口导管的等效应力分布.....	46
图 3.28 导管端部的径向偏差.....	47
图 3.29 不同径向偏差下的密封环区域.....	48
图 3.30 密封面积与径向偏差的关系曲线.....	49
图 3.31 密封面平均接触应力与径向偏差的关系曲线.....	49
图 3.32 扩口导管最大等效应力随径向偏差变化曲线.....	49
图 3.33 最大径向偏差 0.5mm 时扩口导管的等效应力分布.....	50
图 3.34 导管长度方向偏差.....	50
图 3.35 不同长度偏差下的密封环区域.....	51
图 3.36 密封面积与长度偏差的关系曲线.....	52
图 3.37 密封面平均接触应力与长度偏差的关系曲线.....	52
图 3.38 扩口导管最大等效应力随长度偏差变化曲线.....	53
图 3.39 最大长度偏差时扩口导管的等效应力分布.....	53
图 4.1 导管安装应力试验台现场图.....	56
图 4.2 测试系统现场图.....	57
图 4.3 试验台传感器布置图.....	57
图 4.4 30927 型力锤.....	58

图 4.5 B&K4508 加速度传感器	58
图 4.6 BX120-3AA 箔式电阻应变片	59
图 4.7 JM3860 应变放大器	59
图 4.8 NI9234 采集卡	60
图 4.9 导管安装应力变化实验图.....	61
图 4.10 导管安装应力变化仿真图.....	62
图 4.11 导管模态试验.....	63
图 4.12 测点 1 不同装配应力频响函数.....	64
图 4.13 测点 1 不同装配应力频响函数分频段比较.....	64
图 4.14 测点 2 不同装配应力频响函数.....	65
图 4.15 测点 2 不同装配应力频响函数分频段比较.....	65
图 4.16 测点 3 不同装配应力频响函数.....	66
图 4.17 测点 3 不同装配应力频响函数分频段比较.....	66
图 4.18 管道安装应力检测系统开发构想.....	67
图 4.19 安装应力检测系统总体框架设计.....	67
图 4.20 管道安装应力检测系统主界面.....	68
图 4.21 标准样本设置界面.....	69
图 4.22 安装应力检测界面.....	70
图 4.23 一类分类模型图.....	71
图 4.24 一类分类实现模型.....	72
图 4.25 基于一类支持向量机的管道装配应力异常检测流程图.....	72
图 4.26 不同测点装配应力检测结果.....	75
图 4.27 基于幅频响应函数相似度的管道装配应力异常检测流程图.....	77
图 4.28 不同测点装配应力检测结果.....	79
表 2.1 常用导管工作压力.....	9
表 2.2 ANSYS 实常数类型及其定义.....	18
表 2.3 ANSYS 单元关键选项及指定接触行为.....	18
表 2.4 导管及其连接件参照标准.....	20
表 2.5 扩口式管路连接件组成材料的基本属性.....	25
表 2.6 导管装配试验件的拧紧力矩要求.....	25
表 2.7 常用材料的摩擦因数.....	26

表 3.1 管路连接件在不同摩擦系数下的密封面接触参量.....	36
表 3.2 管路连接件在不同拧紧力矩下的密封面接触参量.....	39
表 3.3 管路连接件不同拧紧力矩下各部件的最大等效应力.....	40
表 3.4 管路连接件在不同角度偏差下的密封面接触参量.....	44
表 3.5 管路连接件在不同径向偏差下的密封面接触参量.....	48
表 3.6 管路连接件在不同长度偏差下的密封面接触参量.....	52
表 4.1 30927 型力锤性能参数.....	58
表 4.2 B&K4508 加速度传感器性能参数.....	58
表 4.3 BX120-3AA 箔式电阻应变片性能参数.....	59
表 4.4 试验台安装应力变化表.....	60
表 4.5 仿真安装应力变化表.....	61
表 4.6 测点 1 的管道安装应力检测结果.....	73
表 4.7 测点 2 管道安装应力检测结果.....	73
表 4.8 测点 3 的管道安装应力检测结果.....	74
表 4.9 测点 1 的管道安装应力检测结果.....	77
表 4.10 测点 2 的管道安装应力检测结果.....	78
表 4.11 测点 3 的管道安装应力检测结果.....	78

注释表

l	两接触表面初始距离	F	外界载荷
σ	接触应力	S	接触区域
δ	两接触面弹性趋近量	E_1, E_2	弹性模量
ν_1, ν_2	泊松比	r_1, r_2	接触球体半径
a_1, a_2	球面点至共切面距离	a_1', a_2'	球面点压缩变形
Δ	球面两点缩短间距	μ_1, μ_2	泊松比
q	载荷分布函数	q_{\max}	单位接触应力最大值
b	圆面接触区域半径	Q	法向外载荷
$2m$	椭圆长轴	$2n$	椭圆短轴
n	接触宽度	Q_v^i	体单元 i 上的力向量
Q_s^i	面单元 i 上的力向量	R_i^i	单元 i 的接触载荷矢量
δu^i	单元 i 的虚位移向量	δu^i	节点单元 i 的虚位移向量
σ^i	单元 i 内的应力向量	$\delta \varepsilon^i$	单元 i 内的应变向量
Σ	接触区域	Γ	接触边界
$[N^i]$	单元 i 的函数矩阵	$[B^i]$	单元 i 的应变矩阵
$[D]$	弹性矩阵	$[k^i]$	单元 i 的刚度矩阵
$[Q^i]$	单元 i 的载荷向量	$\{R_i^i\}$	单元 i 的接触载荷向量
$[k_j^*]$	修正刚度矩阵	$\{Q_j^*\}$	修正载荷矢量
T_1, T_2	摩擦力矩	F_0	螺旋副轴向预紧力
d_2	螺旋副螺纹中径	ψ	螺旋副螺纹升角
φ_v	螺旋副当量摩擦角	P	螺旋副螺距
u_f	摩擦系数	β	螺旋副螺纹半角
h	流体液膜厚度	R_{\max}	表面不平最大深度
R_a	表面粗糙度平均值	Q	泄漏率
d	密封流体进入直径	Δp	密封流体内外压力差
S	间隙系数	P_g	密封面接触应力
$[M]$	质量矩阵	$[C]$	阻尼矩阵
$[K]$	刚度矩阵	$\{x(t)\}$	位移矢量

ω_i	第 i 阶固有频率	$\{\phi\}$	第 i 阶固有振型
$[X, Y]$	向量内积	$\ X\ $	向量范数
θ	向量夹角	α	向量范数相似度
β	向量方向相似度	γ	向量相似度

第一章 绪论

1.1 课题的研究意义

管路系统作为现代飞机动力传输的主要通道,连接各种元件和装置以传输流体和介质,实现能量的转换、传递、分配和控制^[1]。错综复杂的液压管路像人体的“血管”一样,分布在飞机的各个功能模块,是飞机系统的主动脉。因此,管路系统的可靠性至关重要,一旦发生故障,将会导致流体传输出现问题,轻则造成管路泄漏,重则造成管路断裂,从而引起系统操纵失灵、发动机故障等重大安全事故,严重影响飞机的飞行安全。

随着现代飞机对操纵、减重等性能指标要求的提高,飞机液压系统逐渐向更高压力发展,管路结构的强度储备很低。同时,由于液压管路相比其他模块工况更为复杂,条件更为恶劣,因此存在着故障率高、失效模式多、可靠性差等问题^[2]。据统计资料表明,飞机设计制造类故障占故障总数的 11.19%,成为第二大故障主体;其中,导管类故障共计 1650 起,在设计制造类故障中占到 71%,成为这类故障的核心问题。在飞机设计、制造和装配的各项工艺流程中,液压导管的装配工作相当关键,近年来由装配误差引起的结构强度问题导致飞机液压管路失效故障频繁发生,对飞机系统安全产生严重威胁。据相关数据显示,在 1965-1966 两年间,我国某型歼击机由于导管及管接头故障产生的飞行事故占到失事总数的 60%。2007 年 7 月 1 日,国航某架飞机在执行北京到迪拜的航班飞行任务时,降落前突然发生起落架收起的意外事故,经调查研究发现,液压导管发生泄漏故障,引发飞机控制系统出现失灵是这次事故的主要原因^[3]。

管路故障形式很多,一般包括渗漏、磨损、破裂、变形以及其他类型,其中导管渗漏问题占到故障总数的 73.94%,涉及面广,失效模式多,是导管故障的主要问题^[4]。通过分析导管典型故障发现,系统附件、支架等不能准确定位将引起导管的装配偏差,管路连接件作为液压系统的重要枢纽,产生过大的安装应力是造成导管渗漏的一个重要原因。另一方面,据统计资料显示,某型飞机液压导管渗漏故障比较集中地出现在液压附件舱和发动机舱(共计出现了 767 起占 56.5%),这两个舱位在飞机上接近发动机部件,振动工况复杂,因此环境振动是造成导管渗漏的另一个重要原因。显然,飞机液压管路系统故障与管路及其连接件的装配应力、复杂的工作环境振动等一系列因素均有密切关系,是多种故障模式共同作用的结果^[5]。其中,由于管路冲击和共振所导致的系统结构破坏已经被人们广泛认识,一系列的管路减振方法和措施也被广泛研究和应用。然而,由装配误差引起的装配应力对管路及其连接件的影响以及对管路系统密封性的削弱则往往被人们所忽略,对装配偏差的控制方法的研究也很不充分。

由此可见,针对现代飞机液压系统的管路连接件,深入分析装配偏差下管路连接件的装配应力,研究由于装配应力引发的管路泄漏机理,制定合理的装配标准;同时,研究管路安装应

力的智能检测方法，控制管路连接件的装配应力和装配质量。这对于有效地控制管路系统的故障、提高管路系统的可靠性、保障飞机运行的安全性具有极其重要的理论研究意义和工程实用价值。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 管道初始安装应力研究现状

导管在实际安装中会产生一定的初始安装应力，这是影响导管安装质量的重要因素之一。适当的装配应力有利于实现导管与管接头的充分接触，保证管路的密封性能；而过大的装配应力容易使管接头超过其承载极限，破坏结构的完整性，反而造成管路系统发生渗漏^[6]。导管产生装配应力的原因很多，有些是由于拧紧力矩存在差异，有些是由于系统附件定位不准、卡箍支架装配不稳等产生一定的装配偏差引起^[7]。导管安装过程中产生的应力主要包括：强力对口应力、焊接变形应力和集中应力^[8]。在装配应力的作用下，导管容易产生渗漏、疲劳、断裂等故障，严重影响液压系统的安全可靠。例如，某型航空发动机引接管出现断裂，直接影响发动机的正常工作。经过后期调查发现，引接管焊接根部的焊料过高引起了局部应力集中，同时受复杂的振动环境影响，导管过早地发生了高周疲劳断裂^[9]。

管道初始安装应力实际上是一种预应力，目前针对预应力的分析手段主要包括螺栓预紧以及过盈装配的仿真模拟。预应力的仿真方法主要有预紧力单元法^[10]、降温法^[11]和初始渗透法^[12]三种。

预紧力单元法主要是针对实体构建有限元模型（如果是轴对称结构可以取 1/2 进行建模），通过在模型中建立预紧力截面和定义预紧力单元，实现预紧力的模拟和相关的仿真分析。李会勋等^[13]基于 ANSYS 软件分别采用了预紧力单元法、降温法和初始渗透法模拟了螺栓联接的预紧力作用，通过对比发现采用预紧力单元法的仿真结果与理论计算值最为接近。侯光辉等^[14]通过对螺栓简化并采用预紧力单元法模拟了螺栓预紧力，建立起带有螺栓的转盘轴承有限元模型，研究了非均布螺栓预紧力对转盘轴承内部载荷分布的影响。潘园稚^[15]基于 ANSYS 建立了机翼机身对接接头有限元接触模型，利用 Prets179 单元模拟了螺栓预紧力，完成了模型的非线性有限元分析，提出了结构改进的具体方案。

降温法主要是基于热胀冷缩原理，通过数值换算将初始载荷转化为温度载荷，实现了预应力的模拟。何琳等^[16]根据力筋应力计算的理论公式，提出了一种等效荷载-实体力筋降温法，准确模拟了混凝土结构在预应力作用下的承载状态。吴祖咸等^[17]采用等效降温法来模拟预应力，获得了张弦梁结构的零状态几何放样和初始预应力下的结构位移，根据几何线性和非线性计算的位移比较结果完成了张弦梁结构的施工。宁俊超^[18]以某体育馆的张弦梁结构作为 ANSYS 建模对象，同时采用降温法和初应变法研究了张弦梁结构在预应力下的结构变形与力学特性，找

出了预应力施加的合理范围，并且也为张弦梁结构的找形与优化设计提供了理论依据。

初始渗透法主要是在接触对上定义初始渗透量来实现预应力的模拟，即通过控制接触单元之间的偏移量来模拟有限元模型在 X, Y, Z 三个方向不同的受力状态，再结合强度理论得到分析平面的位移和应力分布。祖炳锋等^[19]建立了车用柴油机缸孔变形的整体接触关系模型，利用初始渗透法模拟了缸盖螺栓的预紧力，通过仿真计算与试验测量相结合的方式获得了预紧力作用下缸孔变形的关键信息，也为进一步的结构优化提供了理论依据。杨文凯等^[20]基于 MSC Marc 软件分别采用截面法和渗透接触法模拟了某型可调螺距螺旋桨叶根螺栓的预紧过程，分析了螺旋桨处于预紧工况下的塑性变形与应力分布，结果表明两种方法均能有效地模拟螺栓的预紧力。

预紧力模拟还有一些其他方法，比如强迫位移法（刚度分配法）和直接载荷法。王晶等^[21]以飞机液压管道为对象，采用强迫位移法模拟了初始安装应力，通过模态分析发现较大的安装应力会使管道的各阶固有频率发生明显的变化。程小勇等^[22]在此基础上建立了液压管道试验台，通过仿真分析和模态锤击相结合的方式进一步验证了管道安装应力对固有频率的影响规律。直接载荷法主要是设置合理的边界条件，通过施加压力载荷模拟预紧力的作用。户登飞^[23]利用 CAE 技术建立了薄壁桶模型和螺栓一体化模型，通过建立接触对施加压力载荷的方式研究了预紧力作用以及热-机耦合状态下发动机气缸套的失圆问题，重点分析了结构变形的影响因素与缸套失圆的变化规律。

1.2.2 管路连接件与密封性研究现状

管路连接件作为飞机液压系统连接和传输的重要元件，对飞机飞行的安全性和可靠性具有极大的影响，一旦连接件出现故障便会直接引起管路的泄漏甚至断裂，导致整个液压系统无法正常工作，进而引起发动机停车、起火等重大安全事故。因此，国内外许多专家学者针对飞机管路连接件的基本结构和密封机理做了深入的研究，这对于有效地控制管路泄漏故障、提高管路的可靠性具有重要意义。

欧阳小平等^[24]详细介绍了飞机管路连接件的基本形式：永久式、可分离式和柱端式，从结构组成、密封原理、工作环境等方面对三种形式的连接件作了详细阐述，也从耐压能力、拉脱强度、安装质量等方面综合分析了连接件的性能优劣以及工作条件，同时指出了我国现阶段飞机管路连接件设计与制造的基本问题与未来的发展方向。金鑫^[25]主要对扩口式管接头、无扩口式管接头、永久挤压式管接头进行了包括国内外使用情况、结构组成、密封原理、性能优劣等多方面的对比分析。李长春^[26]对几种常见的民用飞机液压接头进行了基本结构介绍，并从压力等级、材料要求、安装质量等方面对接头的选用作了具体分析和阐述。其中，扩口式接头是航空工业中应用最早的刚性导管连接件，同时也是液压系统使用最广泛的接头之一。

此外，许多学者对管路连接件的密封机理做了一些研究工作。一部分学者主要是建立管路连接件密封研究理论模型进行仿真分析，找出密封性能的影响因素与变化规律。Perez-Rafols^[27]

等建立了一种存在螺旋凹槽和粗糙度的金属-金属接触理论模型，能够预测静态金属-金属密封的泄漏率。冉光斌^[28]综合考虑了双锥形管接头的几何尺寸、材料特性、装配偏差、表面质量和粗糙度等因素对密封性能的影响，运用稳健设计方法找出了管路密封联接结构的最优参数组合。王振兴等^[29]基于 ANSYS 建立了航空发动机管路连接副多体接触有限元模型，采用初始渗透法模拟了管路连接副的预紧状态，通过施加拉伸载荷定量分析了连接副密封特性的“预紧—松弛—泄漏”变化规律。衡波志^[30]基于 MSC.NASTRAN 软件建立了双卡套式管接头有限元模型，分析了管接头的基本结构与密封原理，找出了在管接头装配过程中螺母拧紧力的合理范围。

另一部分学者则是将密封泄漏试验与理论模型相结合，分析了管路连接件密封性能的影响规律。Murtagian^[31]等基于接触压应力、密封面宽、附加载荷等因素建立了密封性能数值研究模型，并对比密封试验提出并验证了静态金属与金属的密封准则。丁建春等^[32]基于 ABQUS 建立了弹箭体上一种典型管接头的轴对称有限元模型，通过仿真计算得出了密封带宽度与拧紧力矩之间的数值关系，并采用显微镜测量管接头密封带宽进行了试验验证，结果表明仿真与试验结果基本一致。何勃^[33]基于 WorkBench 建立了某型管接头有限元模型，在保证其密封性基础上完成了载荷包络线仿真试验，确定了密封失效的最危险点，同时提出了一种称为 AK-Sobol 的新型方法进行敏感性分析。

周鑫团队^[34-38]针对卫星推进系统中关键的球面密封结构做了密封机理分析、密封性能测试、装配误差影响分析等多方面的工作。首先通过 ANSYS 软件完成球头—锥面结构建模与力学分析，研究了密封面上的接触压应力和密封面积随拧紧力矩的变化规律，提出了装配时拧紧力矩的许用范围；然后设计构建了密封性能检测试验平台，使用氦质谱吸枪检漏法进行管路泄漏检测，分析了拧紧力矩与泄漏率的对应关系；最后对不同对中角度安装条件下的球头—锥面结构进行了接触非线性分析，研究了密封面上的接触位置和接触面积随对中角度的变化规律，确定了满足密封性能要求的对中角度范围。

1.2.3 管道结构损伤识别技术研究现状

在装配应力作用下，管路及其连接件的刚度对称性将发生变化，如果产生了局部损伤，则将导致结构刚度的减弱，这些变化势必会引起模态参数如固有频率和振型等发生改变。因此，可以通过将不同装配条件下结构的模态参数进行对比，提取出不同的特征量来表征结构的损伤程度，也就可以判断管道装配应力的大小与装配质量的优劣。基于结构振动模态提取的特征量主要包括：固有频率、模态振型、频响函数、阻尼比、曲率模态等。

(1) 基于固有频率的损伤识别方法：

固有频率能直接反映结构的固有特性，是最容易获得的模态参数之一，当结构产生装配应力甚至局部损伤时，刚度矩阵的变化必然会引起固有频率的改变。因此，把固有频率作为损伤识别的特征因子成为许多国内外学者的研究热点。20 世纪 70 年代，Cawley^[39-40]等首次提出将

固有频率用于结构的损伤识别，结果表明在单损伤情形下，损伤前后任意两阶固有频率变化的比值与损伤位置紧密联系。Vandiver^[41]和 Begg^[42]等通过对比桥梁结构固有频率的变化分析其内部损伤的具体特征。Messina^[43]等和 Countursi^[44]等以固有频率为基础针对不同的损伤工况建立了相应的判别准则，分别对单损伤和多损伤工况进行了损伤位置和损伤程度的判断。王德明^[45]根据结构中裂缝对固有频率的影响，提出了一种对比各阶固有频率相对变化量的折线图来判断结构裂缝部位的方法。陈淮等^[46]根据矩阵摄动理论，以结构的质量和刚度矩阵为基础构造了有关单元损伤参数的判别函数，提出了基于固有频率和振型摄动的损伤识别方法。

(2) 基于振型的损伤识别方法：

在结构发生损伤时，模态振型相比于固有频率变化特征更为明显，同时也包含更多的损伤信息来确定损伤位置。Allemamy^[47]等最早提出了模态置信度准则 MAC (Modal Assurance Criterion) 来进行损伤识别。West Wolff^[48]基于 MAC 对模态数据进行了分块计算，研究了损伤前后振型的相关性水平，从而确定结构的损伤位置。Kim^[49]等对 MAC 进行应用扩展，研究出 TMAC (Total Modal Assurance Criterion)、PMAC (Partial Modal Assurance Criterion) 和 COMAC (Coordinate Modal Assurance Criterion) 方法，结果表明应用将 PMAC 和 COMAC 结合的方法对于损伤定位具有更好的效果。程远胜等^[50]以结构损伤前后振型差作为数据样本，基于概率神经网络技术提出了一种损伤定位分步识别方法。徐典等^[51]以 3 种不同工况下的简支梁为算例，将损伤前后的一阶振型差作为原始信号进行小波变换，通过变换系数的峰值来确定损伤的具体区域。

(3) 基于频响函数的损伤识别方法：

频率响应函数描述了系统的响应与输入在不同频率时的对应关系，相比于模态参数包含了更丰富、更直接、误差更小的结构原始信息^[52]。Nozarian^[53]等研究发现频响函数与质量和刚度矩阵关系密切，利用频响函数可以对桁架不同的损伤状况进行分析与识别。Maia^[54]等基于频响函数提出了一种频响函数曲率法，其原理与振型曲率法相近，能够有效地识别桥梁的结构损伤，但是具体定位精度还有待提高。Ma^[55]等提出将频响函数作为损伤识别参数，通过频响函数相位的变化来进行结构多损伤情况的判别。张宇飞等^[56]依据曲率模态提出了判别损伤的指标 CIFF，研究了基于频响函数虚部的梁结构损伤检测方法，该方法对于损伤位置以及损伤程度都有良好的识别效果。王孟鸿等^[57]选取频响函数向量夹角作为结构损伤指标，提出了基于频响函数与主成分分析的网架结构损伤检测方法。

目前，其他的结构损伤识别方法还有很多，诸如曲率模态、应变模态和柔度变化等都可以作为识别参数来判断结构的损伤状况。损伤识别的内容具体包括：结构损伤是否存在，损伤的具体位置，损伤程度的大小，损伤对结构寿命的影响等。通过对损伤参数的识别结果进行分析对比，针对不同结构的损伤情况找出最佳识别方法，对于控制装配应力具有重大的意义和价值。

1.2.4 目前研究中存在的问题

综合考虑目前的研究现状，可以发现研究中依然存在如下问题：

(1) 针对管道初始安装应力的研究主要集中在理论分析、数值计算、有限元仿真等方面，缺少相关的安装应力模拟试验进行分析对比；

(2) 针对管路连接件的研究很多是建立二维轴对称模型，无法准确模拟装配偏差对管路连接件力学特性和密封性能的影响；同时相比于真实的带螺纹结构的三维实体建模方式，二维模型过于简化，计算精度不能保证；

(3) 目前结构损伤识别技术多是由于建筑结构，管道的损伤识别应用较少，因此本文将管道装配应力与结构损伤识别技术进行有效结合，研究出管道安装应力智能检测方法。

1.3 本文的主要研究内容

本文主要针对飞机管路连接件分析了装配应力对密封性能的影响规律，研究了管道安装应力智能检测技术。建立了管路连接件多体接触有限元模型，深入分析了装配偏差下管路连接件的装配应力，研究了由于装配应力引发的管路泄漏机理，制定合理的装配标准，通过控制装配误差以控制装配应力，最终使管路系统的密封性能得到保证；同时，通过对带预应力的管路系统进行模态分析，研究了管路装配应力对系统固有振动特性的影响规律，提出了管路安装应力智能检测方法。这对于管路连接件装配应力进行有效的检测、评估与控制，提高管路系统的可靠性，保障飞机运行的安全性，都具有重要的理论研究意义和工程实用价值。本文的总体研究流程如图 1.1 所示：

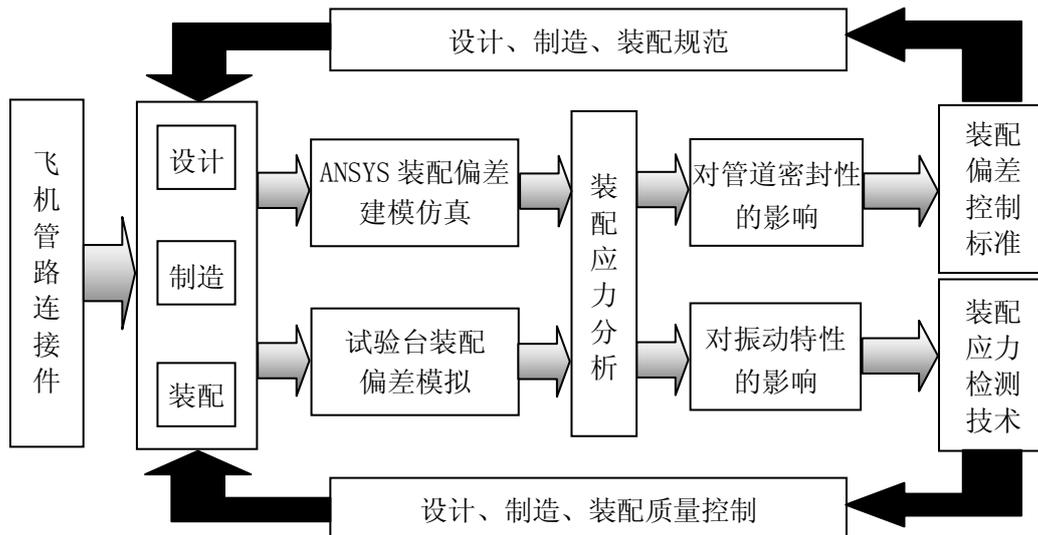


图 1.1 总体研究流程

论文的主要章节安排如下：

第一章，介绍了课题研究的意义以及国内外的主要研究现状，包括管道初始安装应力的研究现状，管路连接件与密封性的研究现状，管道结构损伤识别技术的研究现状。分析了目前管路连接件研究中存在的问题，总结了本文的主要研究内容与后续章节安排。

第二章，主要是基于 ANSYS 完成了飞机管路连接件多体接触有限元建模。首先分析了扩口式管路连接件的结构组成与工作原理，然后详细论述了接触问题的基本数值计算理论，接着介绍了 ANSYS 接触分析的基本步骤与关键参数，最后采用接触有限元技术对扩口式管路连接件进行了有限元建模以及预紧状态下的力学分析。

第三章，研究了装配应力对管路连接件密封性能的影响规律。首先基于金属密封机理分析了管路连接件的基本密封原理，指出了密封性能的影响因素与有效密封的判定条件，然后分析了摩擦系数与拧紧力矩对密封性能的影响规律，最后建立了管路连接件装配偏差模型，分析了装配偏差对密封性能的影响并对装配应力进行了强度校核。

第四章，基于试验台提出了管道安装应力智能检测方法。首先针对装配偏差问题构建了管道安装应力检测试验台，模拟了装配偏差引起的初始安装应力，利用锤击法对管道进行模态试验，得到了安装应力对管道固有特性的影响规律；在此基础上，提出了管道安装应力智能检测技术，开发了安装应力检测系统，并利用试验台安装应力试验数据进行了方法验证。

第五章：总结本文主要内容，展望后续研究工作。

第二章 飞机管路连接件多体接触有限元建模

2.1 引言

管路连接件的完整性和可靠性对整个液压系统的安全性具有至关重要的作用，因此有必要对其进行多体接触有限元建模，深入研究其结构力学特性与密封失效机理。本章首先讨论了扩口式管路连接件的结构组成和工作状态，分析了求解接触问题的基本理论，接着引入了 ANSYS 软件并介绍了接触分析的基本步骤与关键参数，最后采用接触有限元技术对扩口式管路连接件进行了有限元建模以及预紧状态的力学分析。本章的工作主要是为下一章密封性能的研究提供了理论基础与有限元模型。

2.2 飞机管路连接件组成与工作状态

2.2.1 管路连接件结构组成

管路连接件作为飞机液压系统的重要组成元件，数量多、分布广，能够通过管路将液压泵、阀、缸、油箱等连接起来，为整个飞机系统提供燃料和动力。任何一处的管路连接件发生疲劳、泄漏、断裂等故障都会对液压管路系统产生严重的影响，甚至引起重大的飞机安全事故^[58]。因此有必要了解飞机管路连接件的基本结构，研究其密封原理与工作状态，防止产生故障，造成重大事故。

飞机管路连接件一般可分为三大类：永久式管接头、可分离式管接头和柱端式管接头。其中，可分离式管接头应用最为广泛，其连接方式通常采用螺纹紧固，具有结构紧凑、装拆方便、维护性较好等优点，但是质量和体积相对较大，接头零件数量较多，可靠性一般。可分离式管接头主要有扩口式、无扩口式和唇密封式三种^[59]。

扩口式管接头是液压系统中最常见的接头之一，根据扩口角度的不同通常分为 37° 、 45° 和 60° ，其中 37° 扩口的应用最为广泛，有时根据实际需要还会使用双锥度扩口等。扩口式管路连接件的基本结构如图 2.1 所示，一般由扩口导管、平管嘴、直通管接头、外套螺母四部分组成^[60]。其中，扩口导管一般是预先将导管末端通过冷挤压形成一定角度的喇叭口，对于材料较软且外径较小的导管，可以制成双层扩口，同轴度更好，连接强度更高。然后选择与导管扩口角度相对应的平管嘴和直通管接头，平管嘴与导管扩口的外锥面角度一致，管接头与扩口内锥面角度一致。最后拧紧外套螺母，通过螺纹紧固安装产生预紧力，推动平管嘴使导管锥面与直通管接头锥面紧密贴合，形成金属接触面-面密封。其中，使用平管嘴压紧导管主要是避免振动时应力集中在管子扩口交界处，分散扩口处的剪切应力，增大连接强度。扩口式管接头的安装比较简单，对中性也较好，但要注意必须保持适当润滑。

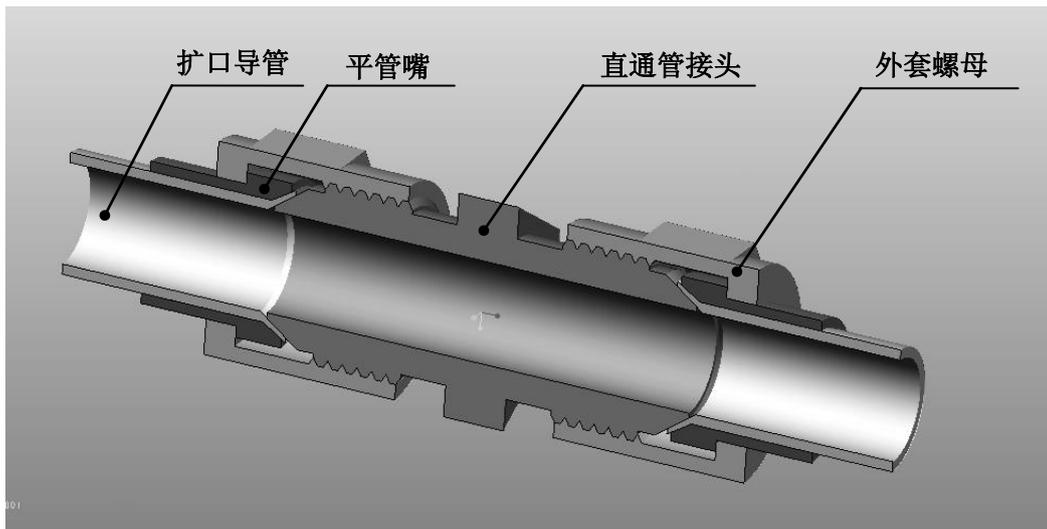


图 2.1 扩口式管路连接件结构组成

2.2.2 管路连接件工作状态

扩口式管接头是航空工业中最早应用于飞机液压系统的刚性导管连接件，适用于各种流体介质。正常工作状态下，管路连接件将承受管内流体引起的工作压力，一般通过拧紧外套螺母使扩口导管与管接头的锥面紧密贴合，形成有效的密封环，防止流体介质的泄漏。表 2.1 给出了航空行业标准 HB 4-1-2002^[61]中规定的常用导管工作压力，不同的导管规格与材料属性对应的最大工作压力存在差异。通过比较发现，导管外径一定时，内径越小，管壁越厚，导管能承受的工作压力将越高；使用 1Cr18Ni10Ti (1Cr18Ni9Ti) 材料的导管最大工作压力明显大于使用 5A02-0 材料。扩口式管接头虽然应用广泛，但耐压能力有限，最高设计压力为 20.7MPa；无扩口式管接头的耐压能力强于扩口式管接头，通常用于 20.7~34.5MPa 的液压系统。

表 2.1 常用导管工作压力

导管规格/mm			最大工作压力/MPa	
D_N	d_N	e	导管材料	
			1Cr18Ni10Ti (1Cr18Ni9Ti)	5A02-0
10	8.5	0.75	21.00	—
	8	1	28.00	9.12
12	10.2	0.9	21.00	—
	10	1	—	7.35
	9.6	1.2	28.00	—
14	12	1	20.00	6.28
	11.2	1.4	28.00	—

2.3 接触问题的数值计算理论

飞机管路连接件主要是依靠扩口导管与管接头接触表面的塑性变形形成有效密封，随着外部载荷的变化，接触区域的应力和变形都会改变，此时连接件的密封效果便会受到影响。因此有必要针对接触问题建立相应的数值计算模型，进行详细的分析计算与理论研究^[62]。

2.3.1 接触问题的基本方程

(1) 接触问题的平衡方程

假设两个接触表面之间的初始距离为 l ，作用载荷为 F ，则其接触的平衡方程为：

$$\iint_S \sigma(x, y) dx dy = F \quad (2-1)$$

其中： σ 是接触应力， S 是接触区域；

(2) 接触问题的变形协调方程

$$\frac{1}{\pi E} \iint_S \frac{\sigma(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} = \delta - l(x, y) \quad (2-2)$$

$$E = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (2-3)$$

其中： δ 是两接触面间的弹性趋近量， E_1 、 E_2 分别是两个接触体各自对应的弹性模量， ν_1 、 ν_2 分别是两个接触体各自对应的泊松比。

2.3.2 接触问题的求解基础—赫兹理论

赫兹理论作为接触问题的求解基础，经常被用来对轴承的接触应力进行理论计算，下面以求解两个球体的接触问题为例，对应用赫兹理论的求解过程与数值解析方法进行介绍^[63]。假设两个球体相互接触的初始状态如图 2.2 所示，它们的半径分别是 r_1 、 r_2 。开始未施加外界载荷，两球体刚好在点 P 相切发生接触，此时即处于初始无应力接触状态。 M_1 、 M_2 分别为两球面上距离中心距 O_1O_2 均为 L 的点，且 M_1 、 M_2 到两个球体的公切面距离分别是 a_1 、 a_2 。当 M_1 、 M_2 与公切点 P 距离非常接近，即当 $a_1 \ll r_1$ ， $a_2 \ll r_2$ 时，有：

$$a_1 \approx \frac{L^2}{2r_1} \quad (2-4)$$

$$a_2 \approx \frac{L^2}{2r_2} \quad (2-5)$$

$$a_1 + a_2 \approx \frac{(r_1 + r_2)L^2}{2r_1 r_2} \quad (2-6)$$

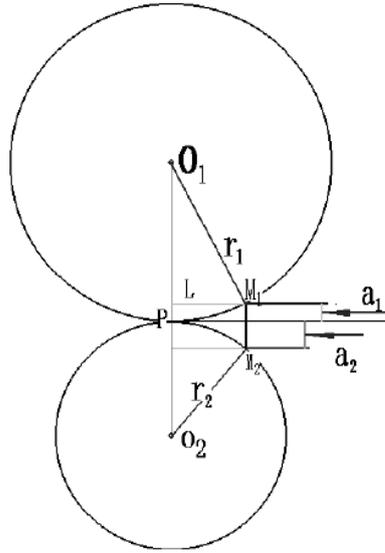


图 2.2 两球体的初始接触状态

施加载荷之后，假定沿接触点产生的是一个圆形区域，且忽略远离公切点 P 的球面上的点沿 a_1 、 a_2 方向的应变，点 M_1 由于球面发生接触沿 a_1 方向所产生的压缩变形是 a_1' ，点 M_2 由于球面发生接触沿 a_2 方向所产生的压缩变形是 a_2' ，则当 M_1 、 M_2 这两点由于压缩变形发生重合成为一个点的时候，有：

$$\Delta = a_1' + a_2' + a_1 + a_2 \quad (2-7)$$

其中： Δ 是 M_1 、 M_2 两点由于压缩变形所缩短的间距；

从而：

$$a_1' + a_2' = \Delta - (a_1 + a_2) = \Delta - \frac{(r_1 + r_2)L^2}{2r_1r_2} \quad (2-8)$$

又对于弹性半无限空间体而言，在承受圆面积载荷的时候有：

$$a' = \frac{1 - \mu^2}{\pi E} \iint_S q d\varphi ds \quad (2-9)$$

其中： μ 是泊松比，两个接触球体的泊松比分别是 μ_1 、 μ_2 ； E 是弹性模量，两个接触球体的弹性模量分别是 E_1 、 E_2 ； q 是接触区域的载荷分布函数， S 是接触区域的面积；

则有：

$$a_1' = \frac{1 - \mu_1^2}{\pi E_1} \iint_S q d\varphi ds \quad (2-10)$$

$$a_2' = \frac{1 - \mu_2^2}{\pi E_2} \iint_S q d\varphi ds \quad (2-11)$$

由 (2-6)、(2-8)、(2-9) 得：

$$\left(\frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2}\right) \iint_s q d\varphi ds = \Delta - \frac{(r_1+r_2)L^2}{2r_1r_2} \quad (2-12)$$

其中： Δ 、 q 都是未知量。

综上所述，对于两个球体相互接触的求解问题，实际是对等式（2-12）所示积分方程的求解问题。因此，首先需要寻求一个合适的接触压应力分布函数 q 以满足方程（2-12）。根据赫兹理论提出的：假设接触压应力是按照半球面均匀分布的分布函数，此时方程（2-12）可以改写成如下形式：

$$2\left(\frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2}\right) \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\pi q_{\max}}{2b} (b^2 - L^2 \sin^2 \varphi) d\varphi = \Delta - \frac{(r_1+r_2)L^2}{2r_1r_2} \quad (2-13)$$

其中： q_{\max} 是单位接触应力的最大值， b 是两球体接触由于压缩变形所生成的圆面接触区域的半径；

并且， q_{\max} 与法向外载荷 Q 存在如下关系：

$$q_{\max} = \frac{3Q}{2\pi b^2} \quad (2-14)$$

联立式（2-13）和（2-14）并进行积分计算得到如下关系式：

$$\left(\frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2}\right) \frac{\pi^2 q_{\max}}{4b} (2b^2 - L^2) = \Delta - \frac{(r_1+r_2)L^2}{2r_1r_2} \quad (2-15)$$

若想使方程（2-15）对 $\forall L$ 恒成立，必须满足如下条件：

$$\left(\frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2}\right) \frac{\pi^2 q_{\max}}{4} b = \Delta \quad (2-16)$$

$$\left(\frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2}\right) \frac{\pi^2 q_{\max}}{2b} = \frac{r_1+r_2}{r_1r_2} \quad (2-17)$$

联立式（2-14）和（2-17）得到：

$$b = \sqrt[3]{\frac{3\pi Q \left(\frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2}\right) r_1 r_2}{4(r_1+r_2)}} \quad (2-18)$$

再联立式（2-16）和（2-18）得到：

$$\Delta = \sqrt{\frac{9\pi^2 Q^2 \left(\frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2}\right) (r_1+r_2)}{16r_1r_2}} \quad (2-19)$$

将式（2-18）和（2-19）代入式（2-14）得：

$$q_{\max} = \frac{3Q}{2\pi} \sqrt[2]{\frac{4(r_1+r_2)}{3\pi Q r_1 r_2 \left(\frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2}\right)}} \quad (2-20)$$

对于式 (2-20) 可以发现, 当确定接触压应力分布函数 q 之后, 便可运用无限弹性半空间体接触理论来进行分析求解, 通过施加法向外载荷可以解决两个球体发生接触变形的接触问题, 并且可以由此作为理论基础, 引申得到任意形状的两个弹性体发生接触的参数表达式。

在一般情况下, 两任意形状弹性体的接触区域呈现椭圆形状, 假设长轴为 $2m$, 短轴为 $2n$, 当 n/m (即长短轴之比) 趋近于无穷大时, 可以近似地看成两个圆柱体发生接触的情形, 接触区域也可以近似看作宽度为 $2n$ 的带状区域, 而且压力沿带状接触区域呈半椭圆分布。假设单位长度接触面上的接触载荷是 Q' , 则接触宽度 n 、单位接触应力的最大值 q_{\max} 以及两点间距 Δ 分别满足如下关系式:

$$n = \sqrt{\frac{4Q' r_1 r_2}{\pi(r_1 + r_2)} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \quad (2-21)$$

$$q_{\max} = \sqrt{\frac{Q'(r_1 + r_2)}{\pi r_1 r_2 \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2-22)$$

$$\Delta = \frac{2Q'}{\pi} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{2r_1}{m} + 0.407 \right) + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \left(\ln \frac{2r_2}{m} + 0.407 \right) \right] \quad (2-23)$$

此时代入各自材料材料属性 E 、 μ 即可得到接触问题的关键参数。

对于接触问题的分析计算, 需要关注的主要是: 一是接触应力的分布; 二是是否存在应力集中问题。然而, 赫兹理论对于应力集中情况只能是大致估算, 而且该理论只适用于接触体表面之间没有摩擦的情况, 对于解决实际工程问题具有较大的局限性, 因此通常借助计算机有限元分析软件来进行分析求解。

2.3.3 接触问题的有限元分析原理

采用有限元法解决接触问题的基本依据是变分原理, 根据该理论可知: 当两个物体发生接触的时候, 在与接触边缘有关联的单元 i 上:

外力虚功的表达式如下:

$$\delta W = \int_{\Sigma^i} \{Q_v^i\}^T \{\delta u^i\} d_{\Sigma} + \int_{\Gamma^i} \{Q_s^i\}^T \{\delta u^i\} d_{\Gamma} + \{R_i^i\}^T \{\delta u^i\} \quad (2-24)$$

内力虚功的表达式如下:

$$\delta W' = \int_{\Sigma^i} \{\sigma^i\}^T \{\delta \varepsilon^i\} dv \quad (2-25)$$

其中: Q_v^i 是体单元 i 上的力向量, Q_s^i 是面单元 i 上的力向量, R_i^i 是接触边缘单元 i 上形成的接触载荷矢量, δu^i 是单元 i 的虚位移向量, δu^i 是节点单元 i 上的虚位移向量, σ^i 是单元 i 内的应力向量, $\delta \varepsilon^i$ 是单元 i 内的应变向量, Σ 是接触区域, Γ 是接触边界;

又因为：

$$\begin{aligned}\{u^i\} &= [N^i]\{u^i\} \\ \{\sigma^i\} &= [B^i][D]\{u^i\} \\ \{\delta\varepsilon^i\} &= [N^i]\{\delta u^i\}\end{aligned}\quad (2-26)$$

其中：[Nⁱ]是单元 i 的函数矩阵，[Bⁱ]是单元 i 的应变矩阵，[D]是弹性矩阵；

在弹性力学中可知：当接触系统完全达到平衡状态时，其内、外力所做的虚功是相等的，也就是说下列等式是成立的：

$$\int_{\Sigma^i} \{Q_s^i\}^T \{\delta u^i\} d_{\Sigma^i} + \int_{\Gamma^i} \{Q_s^i\}^T \{\delta u^i\} d_{\Gamma^i} + \{R_i^i\}^T \{\delta u^i\} = \int_{\Sigma^i} \{\sigma^i\}^T \{\delta\varepsilon^i\} dv \quad (2-27)$$

将式 (2-26) 代入式 (2-27) 得：

$$\{\delta u^i\}^T \left(\int_{\Sigma^i} [B^i]^T [D] [B^i] d_{\Sigma^i} \right) \{u^i\} = \{\delta u^i\} \left(\int_{\Sigma^i} [N^i] \{Q_s^i\} d_{\Sigma^i} + R_i^i \right) \quad (2-28)$$

又因为式 (2-28) 对任意的 {δuⁱ} 恒成立，所以可以得到：

$$[k^i][u^i] = \{Q^i\} + \{R_i^i\} \quad (2-29)$$

其中：[kⁱ]是单元 i 的刚度矩阵，[Qⁱ]是单元 i 的载荷向量，{R_iⁱ}是单元 i 的接触载荷向量；

上面是对单个接触单元作出的分析结果，将其推广到整个接触区域，可以得到如下关系式：

$$[k][u] = \{Q\} + \{R\} \quad (2-30)$$

其中：[k]是整个接触系统的总接触刚度矩阵，{Q}是整个接触系统的外载荷矩阵，{R}是整个接触边界的接触力向量；

将式 (2-25) 和式 (2-26) 进行比较可以得到单元刚度矩阵[kⁱ]、单元载荷向量[Qⁱ]各自的关系表达式。

假设两个相互接触的物体刚度方程分别如下：

$$\begin{aligned}[k_1][u_1] &= \{Q_1\} + \{R_1\} \\ [k_2][u_2] &= \{Q_2\} + \{R_2\}\end{aligned}\quad (2-31)$$

其中两个物体的接触力{R₁}和{R₂}数值还不知道，方程 (2-31) 无法求解，需要补充添加与之相对应的接触条件。因而，需要对接触点之间的连接情况做出一定的假设，且将其对应的接触条件带入等式 (2-31)，才能计算得到如下节点位移的关系表达式：

$$\begin{aligned}[u_1^*] &= [k_1^*]^{-1} \{Q_1^*\} \\ [u_2^*] &= [k_2^*]^{-1} \{Q_2^*\}\end{aligned}\quad (2-32)$$

其中：[k_j^{*}]是将补充的接触条件代入之后所得到的修正刚度矩阵，{Q_j^{*}}是将补充的接触条件代入之后得到的修正载荷矢量；

在获得节点位移向量之后，再次运用同样的办法，对于接触点对上所生成的接触应力矢量进行求解。随后，针对求得节点对应的位移和接触应力两个结果，依次运用与接触问题相关的判断要求，验证每个接触点对所处的接触状况是否满足之前所给的假设情况。若是不符合条件，则修改接触条件，重新求解式 (2-32)，经过反复求解，直至最终结果满足判定条件为止。

因此使用有限元接触分析一般需要多次迭代计算才能收敛，因此在实际解决接触问题时，需要重点考虑接触边界的分析，在接触系统刚度方程建立完成的情况下，通过对接触边界建立柔度方程来简化分析过程。

2.4 基于 ANSYS 的接触有限元建模

2.4.1 有限元法及 ANSYS 软件

有限元法(Finite Element Method,FEM)是当前工程分析中最常见的一种数值计算方法，凭借其对于复杂几何构型的适应性、对各种物理问题的可应用性、建立于严格理论基础的可靠性和适合计算机实现的高效性，广泛应用于航空航天、机械制造、石油化工、土木工程等工业及科学研究领域。随着当代计算机科技的高速发展，有限元法已成为计算机辅助设计(Computer Aided Design,CAD)和计算机辅助工程(Computer Aided Engineering, CAE)的重要组成部分。在开始有限元计算前，需要对待解决的工程或物理问题进行详细的分析，确定其对应的数学模型，包括基本变量、基本方程、求解域和边界条件等，然后便可应用有限元法进行求解，判断输出结果是否满足要求，进而解决实际问题或得到最佳设计，有限元分析的具体流程如图 2.3 所示。

当前，随着有限元法与计算机程序的结合程度越来越高，大量的有限元分析软件被开发和应用用于工程与科研领域，比如 ANSYS、ABQUS、ADINA、BOSOR、MARC 等。其中，ANSYS 作为一种融合结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元软件，能够实现与绝大多数的 CAD 软件接口，完成数据的交换和共享，是现代产品设计中应用最广泛的高级 CAE 工具之一。ANSYS 软件一般分为三个模块：前处理模块、分析计算模块和后处理模块^[64]。前处理模块主要是针对实际问题或者物理模型提供实体建模、网格划分、材料单元定义、边界条件设置等功能，为后续的分析计算提供可靠的有限元模型；分析计算模块主要是对有限元模型进行数值求解，模拟多种物理介质的相互作用，提供结构静力学和动力学分析、流体动力学分析、电磁场分析以及跌落分析、优化分析、可靠性分析等功能；后处理模块主要是对数值计算结果进行批量处理，可以通过文本文档的形式显示和保存数据结果，也可以通过彩色等值线、梯度显示、矢量显示等方式直观地显示图形结果，或者可以利用时间历程后处理模块处理数据并输出计算结果相对应的曲线和图表。

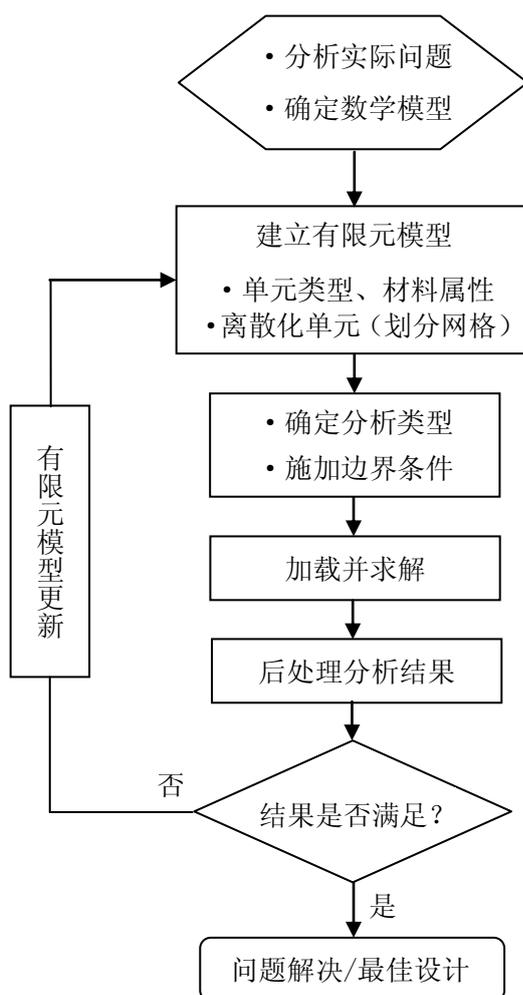


图 2.3 有限元分析流程图

2.4.2 接触类型和接触方式

接触问题是一种高度非线性行为，需要较多的计算资源，ANSYS 提供了强大的接触分析功能。ANSYS 有限元分析中的接触类型一般分为两种：刚体-柔体接触和柔体-柔体接触。在刚体-柔体接触中，接触面的其中一部分被当做刚体，另一部分相对为柔体，比如较软材料与较硬材料的接触，通常金属成形和跌落问题归为此类接触。柔体-柔体接触则更为普遍，主要是针对刚度相近的两个变形体之间的接触，比如螺栓法兰连接副、销连接等机械连接。

ANSYS 支持的接触方式主要有四种：点-点接触，点-面接触，线-面接触，面-面接触。接触分析主要是通过有限元模型目标面和接触面分别定义接触单元，两者构成统一接触对来模拟物体间的相互作用。针对不同的接触问题需要选择不同的接触方式和接触单元集。点-点接触单元一般需要预先知道接触位置，主要适用于接触面之间有较小相对滑动的情况，比如管道装配的接触点总在管端和约束之间。点-面接触单元一般不需要预先知道确切的接触位置，接触面

之间也不需要保持一致的网格，并且允许有较大的变形和相对滑动，比如两根梁的相互接触，铆头装配部件的角点等。线-面接触单元能够模拟三维梁单元或壳单元边界与实体或壳单元表面的接触行为。面-面接触单元的应用最为广泛，它能够有效地模拟面和面之间的接触行为，对于过盈装配接触、塑性成型等问题的求解具有极大帮助。

本文分析的对象主要为飞机管路连接件扩口导管锥面和直通管接头锥面产生的接触变形，因此接触类型主要选择柔体-柔体接触，接触方式采用面-面接触，下面着重对 ANSYS 面-面接触分析的步骤和关键参数进行介绍。

2.4.3 面-面接触分析的步骤

应用 ANSYS 面-面接触单元可以有效地模拟柔体-柔体之间的接触，将这些单元定义在与变形体关联的目标面和接触面上，构成统一接触对来模拟物体的接触行为。通常 ANSYS 通过定义相同的实常数号来识别每一个接触对，其中对于二维和三维接触对将采用不同类型的接触单元。一般使用 TARGE169 和 CONTA171、CONTA172、CONTA175 单元来定义二维接触对，使用 TARGE170 和 CONTA173、CONTA175、CONTA176、CONTA177 单元来定义三维接触对。面-面分析的具体步骤如下：

- (1) 建立接触体的几何实体模型，根据模型特征定义相应的单元类型、材料特性，设置合理的实常数，划分网格单元；
- (2) 判断模型可能发生变形的接触区域，通过定义目标单元和接触单元构成接触对来模拟接触区域的变形行为；
- (3) 设置面-面接触单元的实常数、单元关键选项以及接触算法、接触刚度等参数；
- (4) 根据实际情况施加合理的边界条件，定义求解和载荷步选项；
- (5) 求解接触问题，通过后处理选项观察位移、应力、应变以及接触压应力、渗透量、滑动等接触分析结果。

2.4.4 面-面接触分析的关键参数

由于接触问题相对比较复杂，需要设置实常数以及单元关键选项等来完成有限元模型的建立，具体包括初始接触状态的建立、接触算法的选择、接触刚度的调节、摩擦参数的选择等。

(1) 实常数与单元关键选项

在所有实常数中，R1 和 R2 一般用来定义目标单元的几何形状，剩下的用来控制接触面单元，表 2.2 给出了接触分析中常用的实常数及其含义。每种接触单元都包含有多个关键选项。对于大多数的接触问题，使用系统的缺省值就可；但是对于某些特定的接触问题，需要选择更合适的单元关键选项来模拟接触行为。表 2.3 给出了单元关键选项以及指定的接触行为，通过合理的使用实常数与单元关键选项的组合可以有效地建立接触模型。

表 2.2 ANSYS 实常数类型及其定义

实常数	定义	实常数	定义
R1 和 R2	定义目标单元几何形状	ICONT	定义初始闭合因子
FTOLN	基于单元厚度的一个系数,用于计算允许的穿透	CNOF	指定施加于接触面的正或负的偏移值
PMAX 和 PMIN	定义初始穿透的容许范围	FKN	定义法向接触刚度因子
FKT	指定切向接触刚度	FKOP	指定在接触分开时施加的刚度系数
TAUMAX	指定最大的接触摩擦	COHE	指定滑动抗力粘聚力
DC	指定静、动摩擦衰减系数	FACT	指定静摩擦系数和动摩擦系数的比率

表 2.3 ANSYS 单元关键选项及指定接触行为

关键字	指定接触行为	关键字	指定接触行为
KEYOPT(1)	自由度	KEYOPT(2)	接触算法 (罚函数+拉格朗日乘子或罚函数)
KEYOPT(3)	存在超单元时的应力状态 (仅二维)	KEYOPT(4)	接触检测点的位置 (仅低阶接触单元)
KEYOPT(5)	CNOF 自动调整	KEYOPT(6)	接触刚度变化范围
KEYOPT(7)	时间步控制	KEYOPT(8)	伪接触预防
KEYOPT(9)	初始渗透或间隙的影响	KEYOPT(10)	法向和切向接触刚度修正方法控制
KEYOPT(11)	壳的厚度影响	KEYOPT(12)	接触面行为 (粗糙、绑定等)

(2) 初始接触状态的建立

由于管路连接件在建模时不可避免的存在尺寸偏差或网格离散,因此可以将关键字 KEYOPT(9) 设置为 4,忽略建模时初始渗透或间隙的影响。此时也可以合理地调节实常数 ICONT,然后仅通过 CNOF 来指定模型的初始间隙或渗透。一般如果使用初始渗透法模拟预紧力时常赋予 CNOF 一定数值,其余情况则使其为 0 而忽略影响。

(3) 接触类型和接触算法设置

为了模拟实际模型的真实接触行为,通过 KEYOPT(12)=0 设置模型为法向可分离、切向可滑动的标准接触。然后通过设置 KEYOPT(2)=0 确定使用增进的拉格朗日算法。该方法主要能找到精确的拉格朗日乘子(即接触力),而对罚函数进行一系列的修正迭代。相比于罚函数,

拉格朗日方法容易得到良态条件，对接触刚度的敏感性较小。一般使用拉格朗日方法时会同时应用实常数 FTOLN，它能为拉格朗日方法提供容许的最大穿透量，有利于计算结果的收敛。

(4) 确定接触刚度

接触刚度决定了两个接触表面之间穿透量的大小，如果过大可能会引起总体刚度矩阵的病态，造成收敛困难。因此选择接触刚度应确保其足够大使接触穿透小到可以接受，但也不能超过一定范围导致收敛困难。ANSYS 的接触刚度值一般会根据柔体单元的材料特性进行估算给出，此时可以通过 FKN 为接触刚度提供一个比例因子，范围一般在 0.01 和 10 之间。一般情况下，对于大变形问题，选 1 是比较好的；对于弯曲主导的变形问题，通常选择 0.01~0.1。可以通过多次试算，比较每一个子步中的穿透量和平衡迭代次数，最终确定最合适的接触刚度值。

(5) 选择摩擦类型

在基本的库仑摩擦模型中，定义了一个等效剪应力 τ ，在某一法向压应力 p 作用下剪应力达到此值时表面开始滑动 ($\tau = \mu p + COHE$ ，其中 μ 是摩擦系数 MU，COHE 是粘聚力)。一旦剪应力超过此值后，两个表面之间将开始相互滑动，这种状态叫做滑动状态。对于 KEYOPT(12)=0 的标准接触，通过给定摩擦系数 MU 来模拟摩擦行为；对于粗糙或绑定接触 (KEYOPT(12)=1、3、5、6)，程序将不管给定的 MU 值而认为摩擦阻力无限大。

2.5 管路连接件多体接触有限元模型建立

2.5.1 CAD 模型建立

扩口式管路连接件在航空液压系统中的应用非常广泛，根据真实扩口管路连接件建立有限元模型对于分析它的力学特性以及密封性能都具有重要的研究意义。本节参照航空工业标准 HB 4-1-2002《扩口管路连接件通用规范》^[61]，选择导管与直通管接头装配作为研究对象。管路连接件主要包括扩口导管、平管嘴、外套螺母、直通管接头、保险丝等，如图 2.4 所示。其中，直通管接头、扩口导管、平管嘴、外套螺母等都是航空标准件，其结构、尺寸、公差都需要严格参照相关的航空工业标准，具体标准要求如下表 2.4 所示。

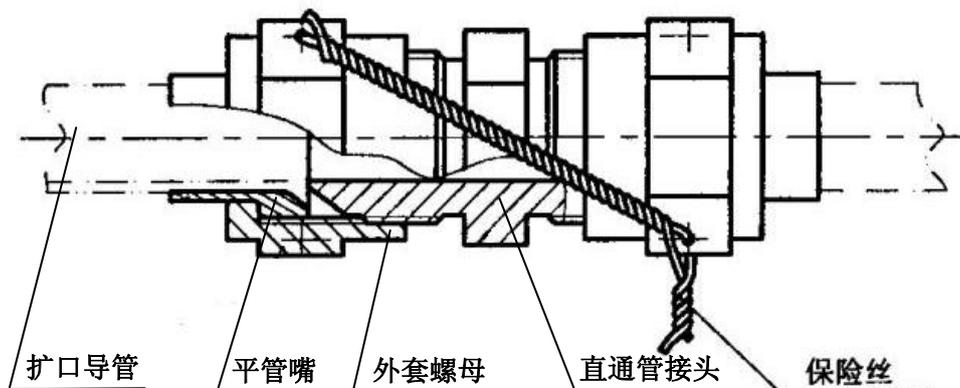
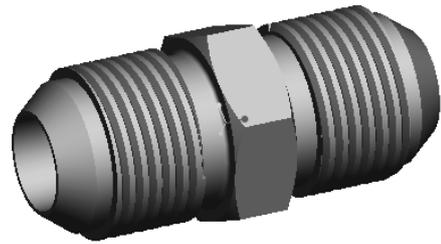
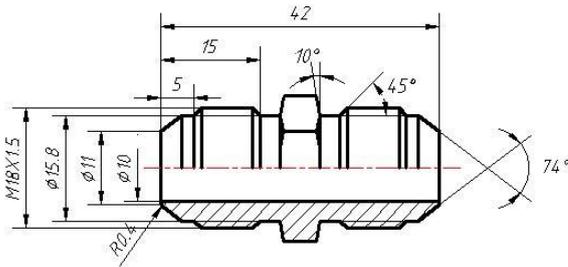


图 2.4 导管与直通管接头装配示意图

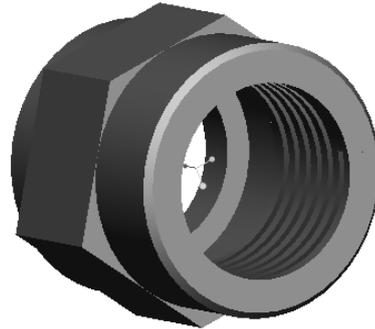
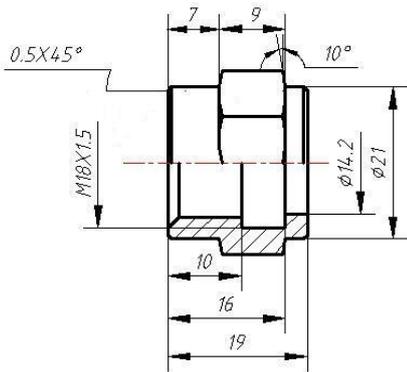
表 2.4 导管及其连接件参照标准^[65-72]

扩口导管	直通管接头	外套螺母	平管嘴
HB 4-2-2002	HB 4-4-2002	HB 4-45-2002	
HB 4-31.43-2002	HB 8128-2002	HB 8122-2002	HB 4-44-2002
HB 4-52-2002			

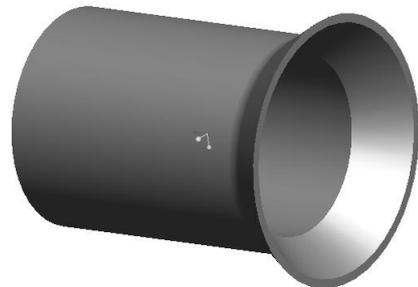
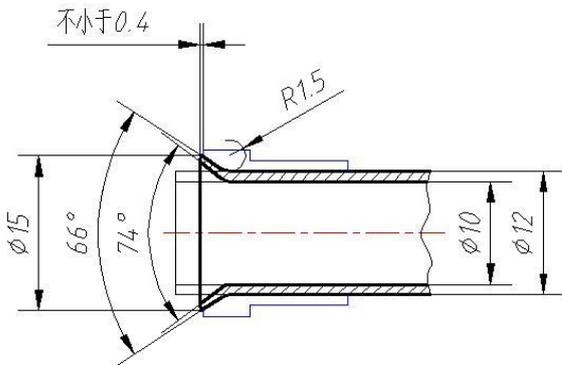
参照表 2.4 中规定的标准，选择建立型号为 M18X1.5 扩口式管接头模型，其主要组成部件的尺寸标准以及建立的三维 CAD 模型如图 2.5 所示。



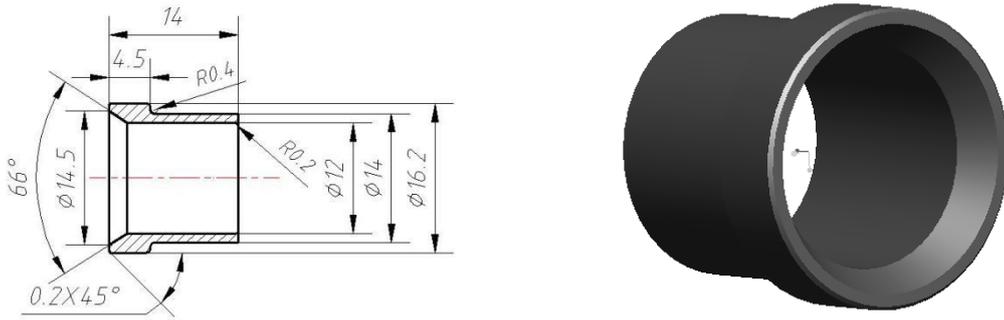
(a) 直通管接头



(b) 外套螺母



(c) 扩口导管



(d) 平管嘴

图 2.5 扩口式管接头组成部件主要尺寸

将管接头的几个主要部件分别完成建模后，依据相关标准进行装配，完整的扩口式管接头三维 CAD 数模如图 2.6 所示。

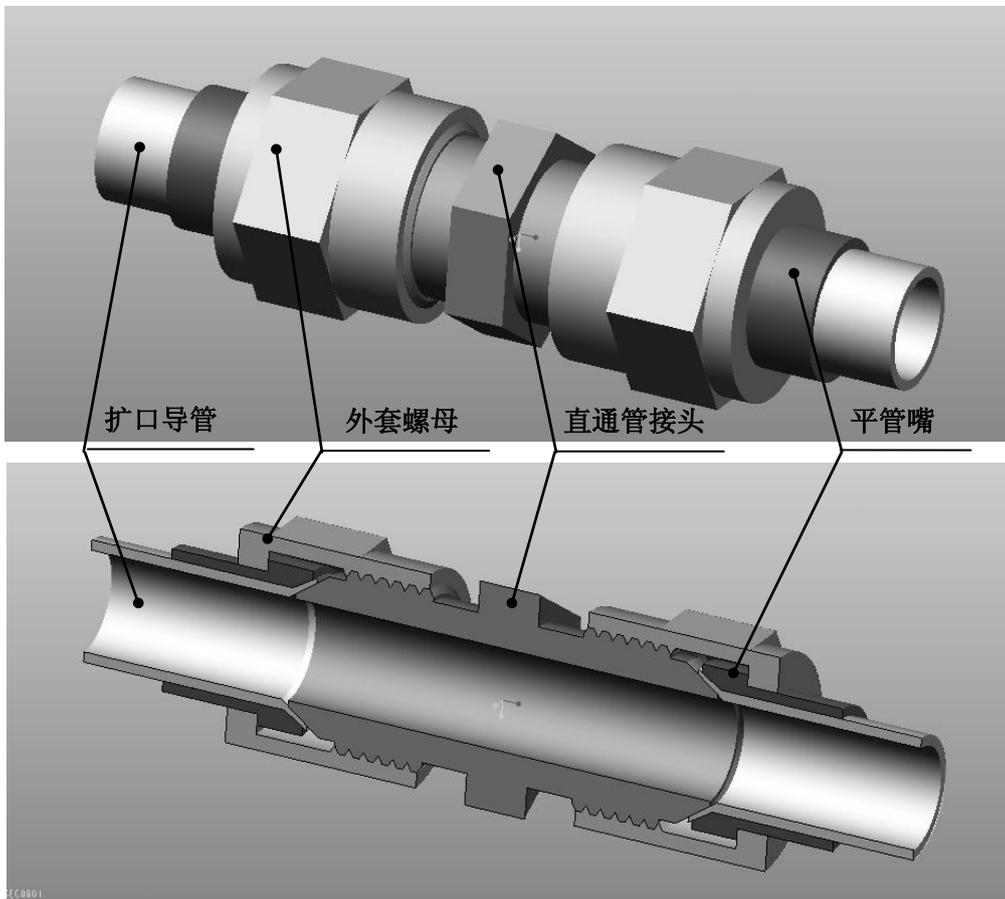


图 2.6 扩口式管接头 PROE 三维模型

2.5.2 预紧力施加方案

根据上述对扩口式管路连接件的结构及工作状态的介绍，可以知道管路连接件主要是依靠外套螺母的拧紧力矩使扩口导管与管接头发生锥面的接触变形，实现管接头的有效密封。然而

在实际仿真过程中，拧紧力矩无法直接施加，一般需要转化为预紧力来完成预紧载荷的模拟。因此，研究预紧力矩与预紧轴向力的转换关系对于管路连接件有限元模型的建立以及相关的力学分析都具有重要的理论意义^[73]。

管路连接副预紧力矩 T 为螺旋副间的摩擦力矩 T_1 和平管嘴与外套螺母间的摩擦力矩 T_2 之和。其中，螺旋副间的摩擦力矩 T_1 与轴向预紧力 F_0 的关系为：

$$T_1 = \frac{1}{2} F_0 d_2 \tan(\psi + \varphi_v) \quad (2-33)$$

式中： ψ 是螺旋副的螺纹升角， $\psi = \arctan(P / (\pi d_2))$ ， P 和 d_2 分别是螺旋副的螺距和螺纹中径，根据航空工业标准 HB 4-4-2002《扩口式直通管接头》可以查得螺距 $P = 1.5\text{mm}$ ，螺纹中径 $d_2 = 17\text{mm}$ 。 φ_v 是螺旋副的当量摩擦角， $\varphi_v = \arctan(u_f / \cos \beta)$ ， u_f 为摩擦系数，无润滑措施时通常 $u_f \approx 0.1 \sim 0.2$ ； β 是螺旋副的螺纹半角， β 值一般取为 30° 。

连接副管套与外套螺母间的摩擦力矩 T_2 与轴向预紧力 F_0 的关系为

$$T_2 = \frac{1}{2} F_0 u_f d \quad (2-34)$$

如图 2.7 所示， d 一般根据连接副的具体尺寸确定，本文由标准查得 $d = 14\text{mm}$ 。

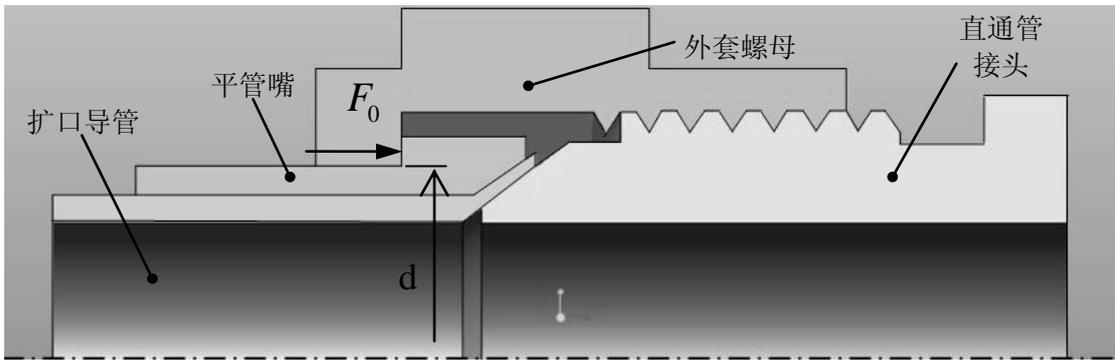


图 2.7 连接副平管嘴与外套螺母间的摩擦力矩

管路连接副的预紧力矩 T 为 T_1 和 T_2 之和，可以通过联立公式 (2-33) 和 (2-34)，求得管路螺纹连接的预紧轴向力 F_0 。因此，最终可以得到预紧轴向力 F_0 和预紧力矩 T 的转换公式为：

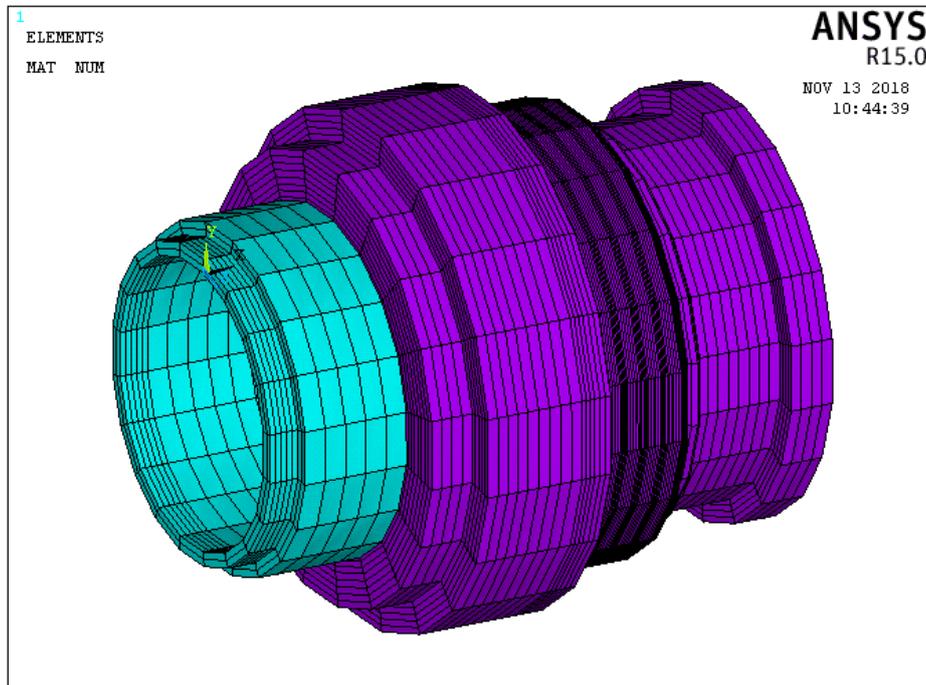
$$F_0 = T \left[\frac{d_2 \tan(\psi + \varphi_v)}{2} + \frac{1}{2} u_f d \right]^{-1} \quad (2-35)$$

2.5.3 有限元模型建立

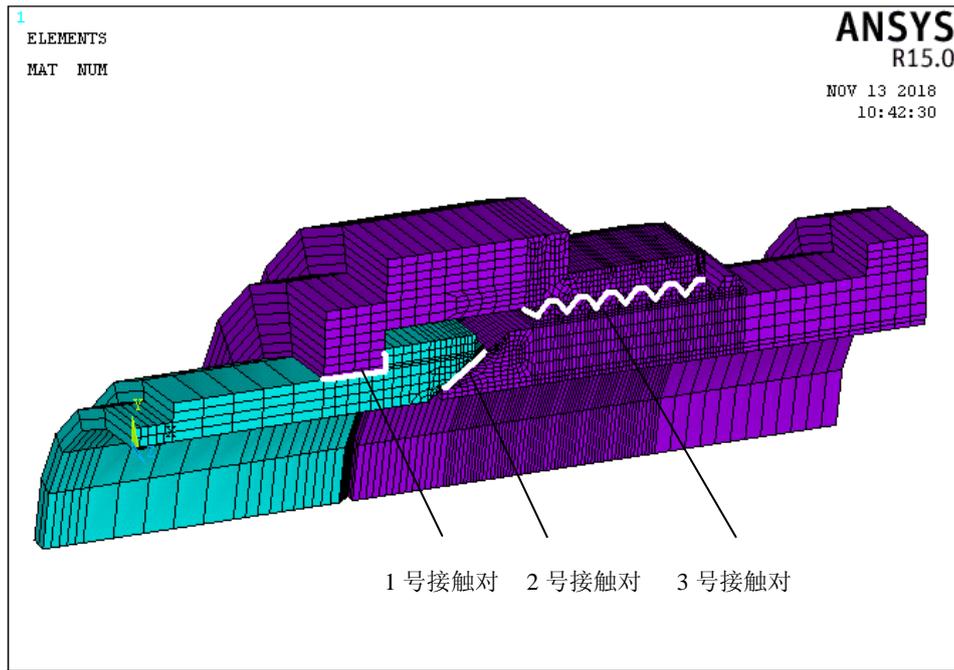
2.5.3.1 有限元模型

为了真实地模拟管路连接件的结构组成与工作状态，选择三维实体有限元建模方式。上文已经完成了 M18X1.5 扩口式管路连接件三维 CAD 模型的建立，为了提高有限元分析计算的效率与精度，选择对模型做两个方面的优化处理。一是对模型做一定的几何清理，如对扩口导管、管接头、螺纹等部件的圆角以及倒角进行了简化处理；二是考虑到平管嘴与扩口导管的接触区域不是主要影响因素，选择将平管嘴与导管作为结合体进行建模与分析。

本文选择计算精度较高的六面体单元对有限元模型进行网格划分，如图 2.8 所示，采用的单元类型主要是 SOLID185，单元数为 41220 个，节点数为 41260 个。其中，图 2.8(a)为管路连接件三维实体有限元模型；图 2.8(b)为 1/4 有限元模型，可以显示连接件内部的组成结构。管路连接件有限元模型主要有 3 个接触对，1 号接触对主要是平管嘴和扩口导管的结合体与外套螺母的接触，2 号接触对主要是扩口导管内锥面与直通管接头外锥面的接触，3 号接触对主要是外套螺母螺纹与直通管接头螺纹的啮合接触。接触对主要是采用 CONTA173 接触单元和 TARGE170 目标单元完成 ANSYS 的面-面接触分析，如图 2.9 所示。

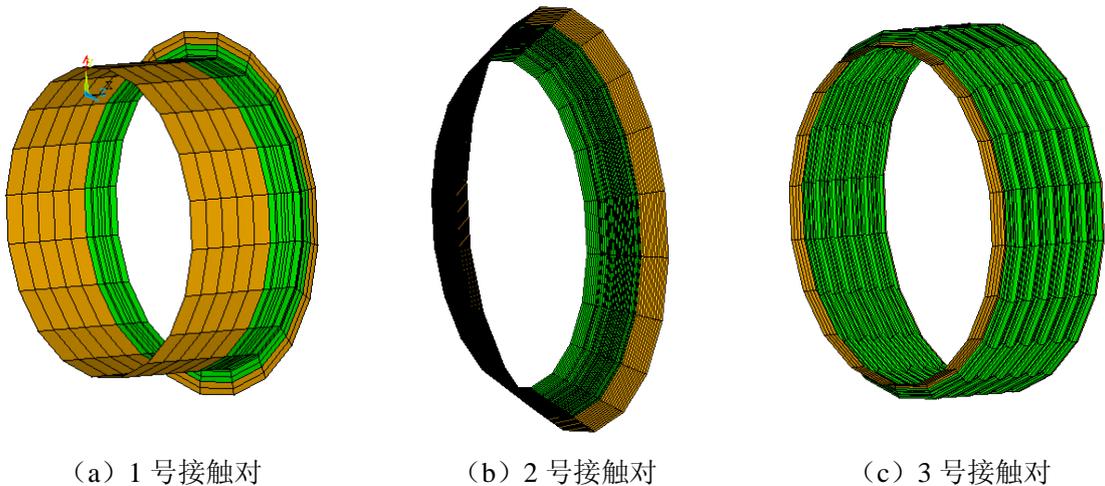


(a) 三维实体有限元模型



(b) 1/4 实体有限元模型

图 2.8 扩口式管路连接件有限元计算模型



(a) 1 号接触对

(b) 2 号接触对

(c) 3 号接触对

图 2.9 扩口式管路连接件接触对建立

2.5.3.2 材料本构模型

扩口导管主要使用 1Cr18Ni9Ti 材料，平管嘴使用 1Cr11Ni2W2Mov 材料，外套螺母与直通管接头使用 TC6 材料。表 2.5 给出了管路连接件几个主要组成零件的材料属性与力学性能。管路连接件的密封性能主要是依靠预紧力作用下扩口导管和管接头外锥面上产生的塑性变形，因此选择采用 ANSYS 多线性随动强化本构模型来模拟管路连接件材料的塑性行为。图 2.10 和图 2.11 给出了 1Cr18Ni9Ti^[74]、1Cr11Ni2W2Mov^[75]和 TC6^[73]三种材料的真实应力应变曲线。

表 2.5 扩口式管路连接件组成材料的基本属性

零件种类	零件材料	密度 (kg/m ³)	弹性模量 (GPa)	泊松比	屈服极限 (MPa)	强度极限 (MPa)
扩口导管	1Cr18Ni9Ti	7850	206	0.3	205	550
平管嘴	1Cr11Ni2W2Mov	7850	206	0.3	860	967
外套螺母 直通管接头	TC6	4500	113	0.3	883	1030

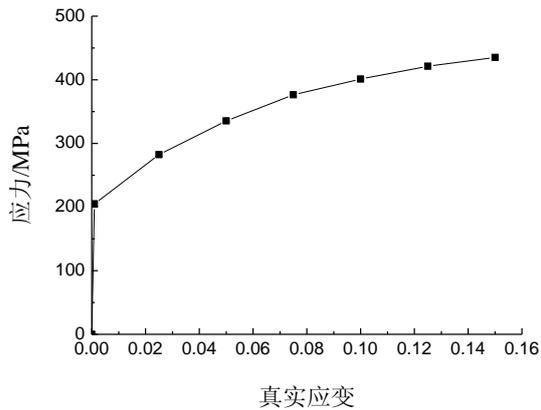


图 2.10 1Cr18Ni9Ti 真实应力-应变曲线

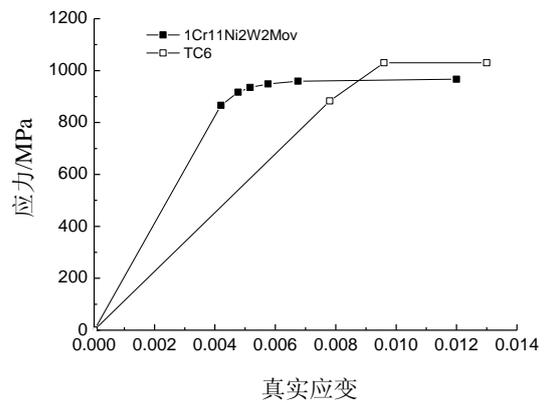


图 2.11 1Cr11Ni2W2Mov 和 TC6 真实应力-应变曲线

2.5.3.3 边界条件和载荷

为了得到管路连接件预紧状态下的力学特性，需要设置合理的边界条件和载荷来模拟真实的工作状态，其中预紧力矩的大小对于计算结果影响很大。上一节已经对预紧力的施加方案作了详细介绍，即可以将预紧力矩通过公式换算转化为预紧力来分析求解。根据航空工业标准 HB 4-1-2002 《扩口管路连接件通用规范》^[61]对试验件装配拧紧程度控制的要求：为保证管路连接件的密封性，进行耐压试验或气压泄漏试验时，装配试验件的拧紧力矩要求如表 2.6 所示。

表 2.6 导管装配试验件的拧紧力矩要求

导管内径 d/mm	导管、接头和外套螺母中 任何一种为铝制品		导管和连接件全部为钢件	
	最小拧紧力矩	最大拧紧力矩	最小拧紧力矩	最大拧紧力矩
	N·m	N·m	N·m	N·m
8	16.70	29.40	26.50	35.30
10	20.60	35.30	32.35	41.15
12	25.50	41.15	38.20	48.00

本文选择的管路连接件导管内径为 10mm，导管材料为 1Cr18Ni9Ti，平管嘴材料为 1Cr11Ni2W2Mov，螺母与管接头材料为 TC6，符合“导管和连接件全部为钢件”的要求。通过表 2.6 可以得到导管装配的最大和最小拧紧力矩，分别为 41.15N·m 和 32.35N·m，需要转化为相应的轴向预紧力。根据预紧力和拧紧力矩的转化公式 (2-35)，预紧力的大小与接触副材料的摩擦系数具有较大联系。因此，查阅相关的机械设计手册，得到常用材料的摩擦因数如表 2.7 所示^[76]。可以发现在无润滑剂的情况下，钢与钢的摩擦系数 u_f 的典型取值为 0.15，此时可以由公式计算得出连接副的最大和最小预紧轴向力分别为 15.10KN 和 11.87KN

表 2.7 常用材料的摩擦因数

摩擦副材料	钢				
	I 型 II 型	钢	铸钢	软钢	青铜
静摩擦	无润滑剂	0.15	0.3	—	0.15
动摩擦	无润滑剂	0.15	0.18	0.2	0.15
	有润滑剂	0.05~0.10	0.05~0.15	0.1~0.2	0.1~0.15

为了模拟管路连接件的实际工作状态，根据标准得到的 32.35N·m ~ 41.15N·m 预紧力矩范围，选择施加 36 N·m 的拧紧力矩（对应的预紧力为 13.212KN）。管路连接件的边界条件和载荷如图 2.12 所示，选择在导管的外端施加完全固定约束，在管接头施加轴向均布载荷，轴向力总的大小是 13.212KN，平均作用在管接头端面的每个节点上。

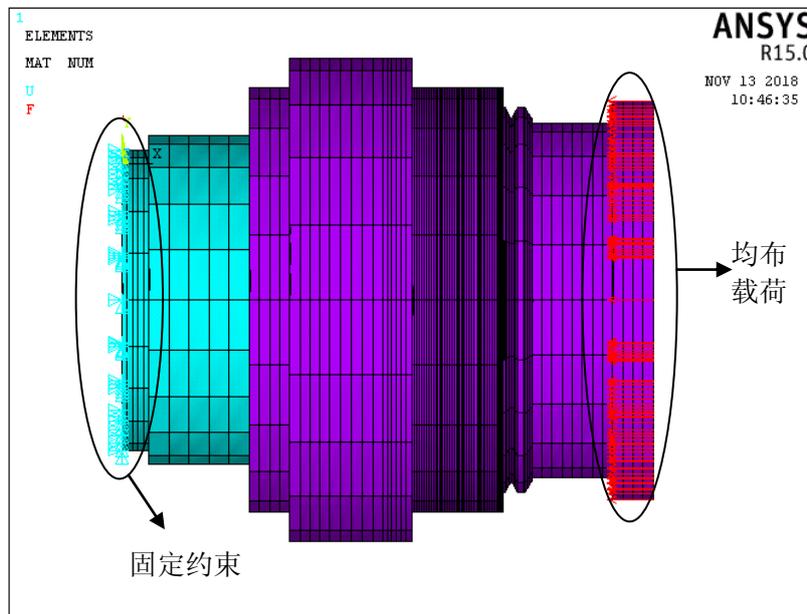


图 2.12 管路连接件边界条件和载荷

2.5.4 预紧状态的力学特性

对预紧状态下的管路连接件有限元模型进行力学特性分析，管路连接件整体的等效应力分布如图 2.13 所示，可以看出模型主要存在几个高应力区域：扩口导管的内锥面、管接头的外锥面以及外套螺母与管接头的螺纹啮合区域。

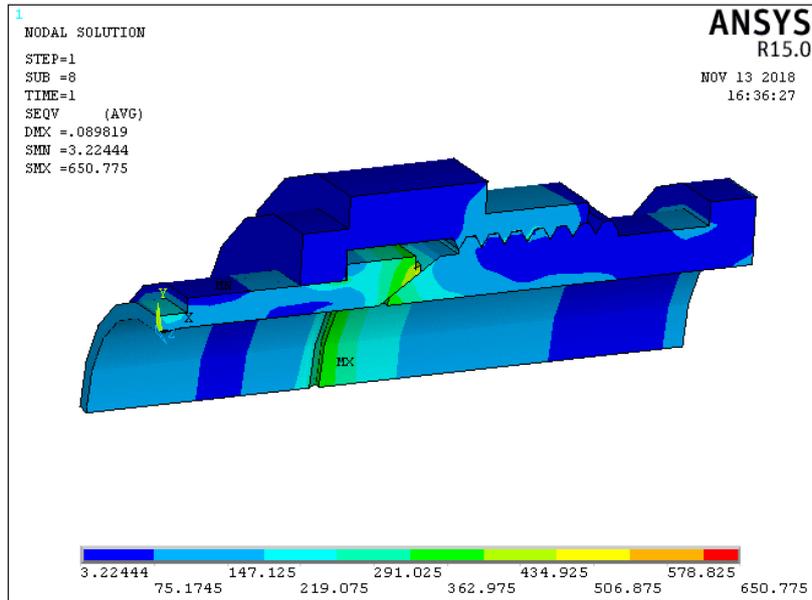


图 2.13 管路连接件整体等效应力分布

图 2.14 给出了管路连接件的接触压应力分布，从图中可以看出：接触压应力主要集中在扩口导管和直通管接头的锥面接触区域，并且大部分区域的应力超过了材料的屈服强度 200MPa，因此会产生塑性变形，实现管路连接件的密封作用。图 2.15 给出了导管和平管嘴结合体的等效应力分布图，可以看出扩口导管的等效应力也基本集中在锥面区域，并且应力值基本都小于材料的强度极限 560MPa，只有扩口管的边缘出现了应力集中，考虑到实际加工时对于边缘一般会采用表面强化处理，因此扩口导管仍处于其承载极限之内，满足强度要求。

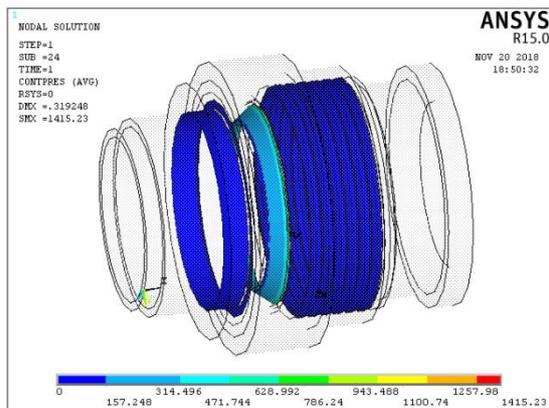


图 2.14 扩口导管与管接头的接触压应力分布

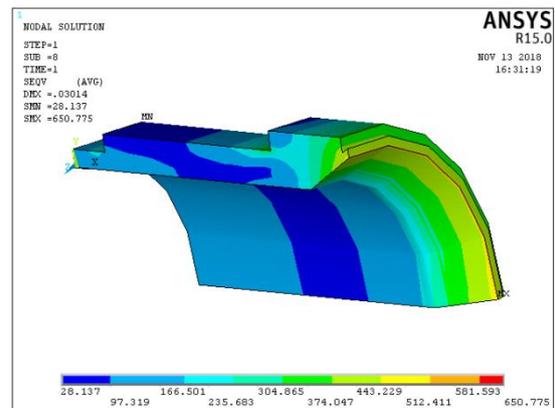


图 2.15 导管和平管嘴结合体等效应力分布

图 2.16 和图 2.17 分别给出了直通管接头和外套螺母的等效应力分布，可以看出：直通管接头的等效应力主要集中在锥面区域，因为该区域会与扩口导管发生接触挤压而产生较大应力；外套螺母的高应力区域主要分布在螺纹的齿根位置，因为在螺母螺纹与管接头螺纹的啮合过程中，螺纹齿将产生较大的弯曲变形，其中螺纹齿根部分将承受最大的应力。直通管接头与外套螺母均采用强度较高的钛合金材料 TC6，从图中可以发现最大等效应力均小于材料的强度极限 1060MPa，说明在给定的拧紧力矩下管路连接件将进入预紧状态而不超过承载极限。

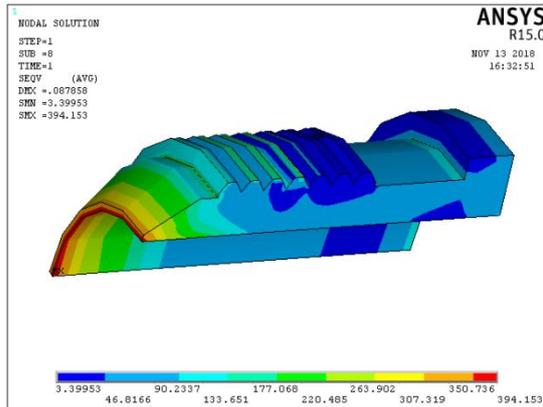


图 2.16 直通管接头等效应力分布

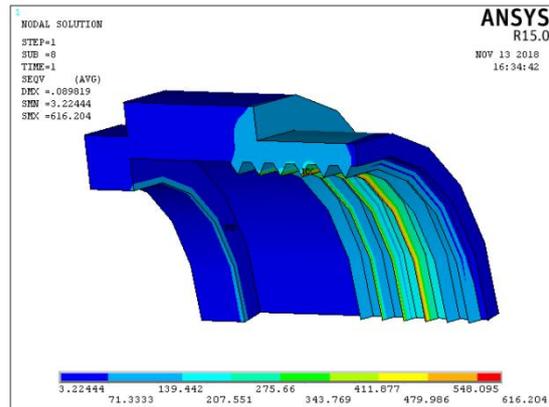


图 2.17 外套螺母等效应力分布

综上所述，在给定的许用拧紧力矩下，管路连接件将进入拧紧状态，实现有效的密封作用；同时几个主要部件的等效应力分布基本符合实际情形，并且均在承载极限之内，满足基本的强度要求，反映了管路连接件有限元模型的准确性和可靠性。

2.6 本章小结

本章首先介绍了飞机管路连接件的基本组成结构，分析了工作状态中的密封原理。然后针对接触问题求解提出了基本数值计算理论—赫兹理论，引入了 ANSYS 有限元软件并介绍了接触非线性分析的基本步骤与关键参数。接着根据航空工业标准建立了 M18X1.5 扩口式管接头三维 CAD 模型，分析了预紧力矩与轴向预紧力的转换方案，施加了合理的边界条件和载荷，基于接触有限元技术完成了管路连接件建模。

最后对预紧状态的管路连接件进行了力学特性分析，发现等效应力主要集中在扩口导管和管接头的锥面以及螺母的螺纹齿根，并且均小于材料的强度极限；同时扩口管与管接头连接锥面的接触压应力超过了屈服强度，材料发生塑性变形，实现有效密封作用。本章的工作主要是为下一章的管路连接件密封特性分析提供理论基础与有限元模型。

第三章 装配应力对管道密封特性的影响规律

3.1 引言

管路连接件作为飞机液压系统连接和传输的重要元件，其密封可靠性对飞机的飞行安全具有重要影响。然而，实际装配中出现的各种偏差会使连接件产生装配应力，进而影响整个管路系统的密封性能，因此有必要研究装配应力对管路系统密封性能的影响规律。本章首先基于金属密封机理研究了管路连接件的密封原理，分析了密封性能的影响因素，提出了实现有效密封的判定准则。然后基于上一章建立的管路连接件有限元模型，分析了装配应力的影响因素，建立了装配偏差模型，验证了装配偏差的控制标准，研究了装配应力对密封性能的影响规律。

3.2 金属密封机理分析

金属密封技术相比于传统的弹性体密封对高温、高压以及强腐蚀性的环境具有更好的耐受性和可靠性，在工业生产中的应用十分广泛。对于金属-金属密封结构，其密封机理是利用外界载荷压紧密封面使其产生塑性变形，这时密封面微观表面的凹凸不平会得到一定程度的填补；同时，密封面上增大的接触比压使流体介质通过密封面的阻力大于密封面两侧的介质压力差，从而防止流体泄漏，实现有效密封。然而在实际生产中，受加工工艺、润滑条件、工作环境等因素的影响，密封接触面难以达到完全光滑，即不可避免地存在微小的表面缺陷，这就使得两表面接触时将出现一定的泄漏间隙，当流体介质的压力差大于通过密封面的阻力时，极有可能发生泄漏故障，包括穿漏、渗漏和扩散等^[77-78]。

金属密封的微观过程受金属表面接触配合的过盈量影响十分显著，在不同过盈程度下的金属接触表面呈现出不同的微观特征与力学状态，整个金属微观密封过程如图 3.1 所示。在金属密封初始接触阶段，两金属表面开始接触但基本未产生过盈量，具有不同粗糙度的表面尽管存在大量的微凸体，但几乎都未发生接触变形。从图 3.1(a)可以发现，只有个别微凸体的波峰与波峰之间出现挤压变形，但是变形程度很小并且占整个金属表面的比例很低，因此不同微凸体之间将产生较大的间隙，流体介质容易发生泄漏。在金属密封面产生过盈接触并且过盈量逐渐增大阶段，两金属表面的微凸体开始互相侵入，大量的波峰与波峰之间产生挤压变形，特别是低硬度的接触表面变形程度更大。从图 3.1(b)可以发现，随着过盈量的持续增大，部分接触表面开始贴合，接触面的间隙随之变小。同时，微凸体的变形使密封面上的接触压应力增大，流体介质通过密封面的阻力也随之变大，从而使流体产生泄漏的概率降低。在金属表面完全接触即过盈量增加到最大阶段，从图 3.1(c)可以发现，金属表面间的微凸体极大部分都互相侵入，产生大量的接触挤压和塑性变形，此时流体介质泄漏通道的微观间隙基本被填平，泄漏率可以降低到最低甚至达到基本不产生泄漏。

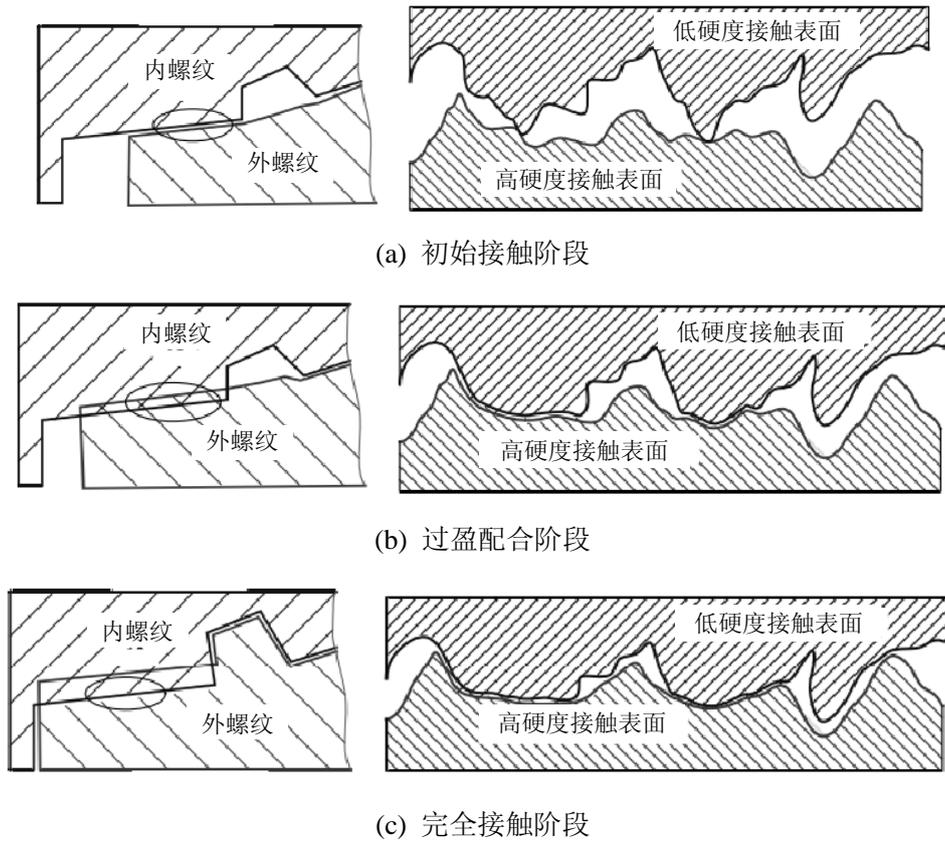


图 3.1 金属密封的微观过程

从金属密封的微观过程可以发现,金属的表面质量和粗糙度都对密封性能具有较大的影响。随着表面粗糙度的增大,金属表面的塑性变形可能不足以填满流体介质的泄漏通道,从而使流体的泄漏率变大。因此有必要建立金属粗糙表面密封模型,对金属密封性能的主要影响因素进行理论分析。平行粗糙表面的密封模型如图 3.2 所示。

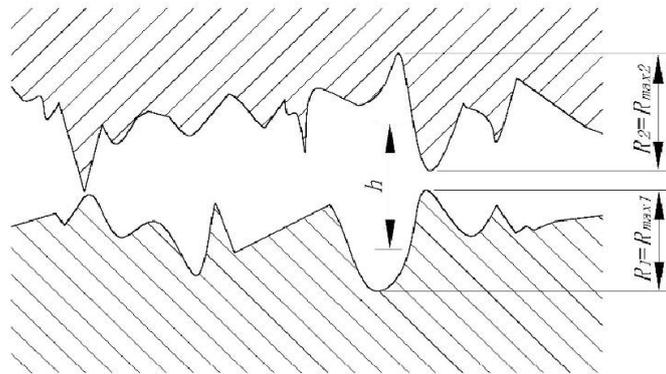


图 3.2 粗糙表面密封模型

根据平行粗糙表面的密封模型,可以得到金属密封的平均泄漏间隙:

$$h = \frac{\frac{R_{\max 1}^2}{R_{a1}} + \frac{R_{\max 2}^2}{R_{a2}}}{2} \quad (3-1)$$

式中， h 为流体液膜厚度，即粗糙深度构成的缝隙高度， $R_{\max 1}$ 、 $R_{\max 2}$ 为上、下密封面微观表面不平的最大深度， R_{a1} 、 R_{a2} 为上、下密封面微观表面不平深度（粗糙度）的平均值。

由于在低速重载的工况下，密封缝隙中的流体难以形成层流，且当流体处于边界摩擦状态时，液体则主要通过没有互相连通、不连续的凹槽缝隙进行泄漏。Mayer 推导出了边界摩擦条件下，密封面宽度、表面粗糙度、接触压应力、粘度等因素影响后的泄漏率^[79]：

$$Q = \frac{\pi d h^2 \Delta p S}{P_g^2} \quad (3-2)$$

式中， d 为密封流体的进入直径， Δp 为密封流体内外的压力差， S 为间隙系数，与密封面宽度成反比， P_g 为密封面上的接触应力。从式（3-2）可以看出，密封面间的接触压应力、密封面宽以及密封面间隙都对泄漏率具有一定的影响。

3.3 管路连接件的密封原理

3.3.1 密封性能影响因素分析

扩口式管路连接件主要是基于金属-金属密封机理，通过扩口导管与直通管接头的接触锥面产生塑性变形来防止流体介质泄漏，实现有效密封。管路连接件主要的密封原理如图 3.3 所示，在进行管路连接件密封安装时，对外套螺母施加预扭力矩使其产生轴向预紧力，在轴向力作用下螺母依次推动平管嘴和扩口导管向直通管接头移动，使两者发生紧密接触并产生挤压变形。扩口导管与管接头密封接触锥面上的塑性变形能够填补粗糙金属表面的泄漏间隙，形成一圈完整可靠的密封环来实现管路的有效密封。

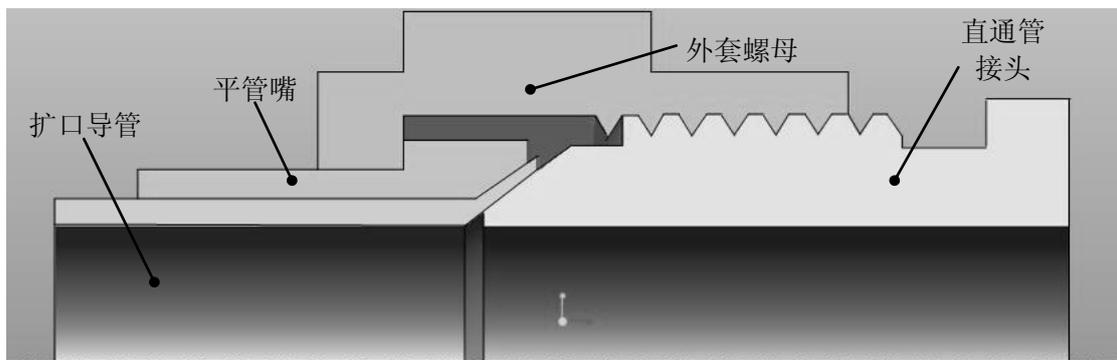


图 3.3 扩口式管路连接件密封原理

根据公式（3-2）建立的金属粗糙表面密封模型可以发现，在密封流体进入直径和流体内外压力差一定的情况下，金属密封的泄漏率与平均泄漏间隙、间隙系数和密封面的接触应力有关。其中，平均泄漏间隙一般与金属的表面质量和表面粗糙度有关，泄漏率与平均泄漏间隙成正比

关系；间隙系数与密封面宽度成反比关系，因此泄漏率与密封面宽成反比；密封面的接触压应力也称密封比压，泄漏率会随着密封比压的增大而减小。扩口管路连接件密封性能的影响因素具体分析如下^[80]：

（1）密封面的表面质量和粗糙度

密封面的表面质量和粗糙度直接影响着管路连接件的密封性能。当密封面上的粗糙部分为环形纹路时，多层环形波峰产生的塑性变形将形成迷宫式密封，这样能增大流体介质通过密封面的阻力，防止流体泄漏，保证密封有效；而多方向和交叉纹路相比环形纹路密封性能有所降低。密封面的粗糙度对表面泄漏间隙的影响很大，当粗糙度过大时，金属表面的塑性变形无法填满泄漏间隙，部分流体介质将沿着泄漏通道流出，特别是一些分子量小、渗透性强的气体，更容易通过间隙产生泄漏；而粗糙度较小时，泄漏间隙更容易填满，密封性能更高。

（2）密封面宽

从理论上分析，流体泄漏主要是通过密封面上的毛细孔，而毛细孔与密封面宽联系紧密。较大的密封宽度能够增加流体通过毛细孔的运动路程，因此流体泄漏的概率将随之降低。然而，实际的密封接触面不能完全贴合，同时要使密封面宽度增加，需要增大外界载荷比如拧紧力矩，保证金属密封面上产生足够的塑性变形，这对管路连接件的可靠性将提出更高要求。因此，密封性能和密封面宽并不是单纯的正比关系，一般情况下，密封性能随着密封面宽的增加而增强，但仍需要综合考虑密封要求、安装条件、流体压力等实际工况，对密封面宽进行合理的选择。

（3）密封比压

密封比压即密封面的接触压应力，也是影响密封性能的关键因素之一。密封比压直接决定着金属表面的塑性变形程度，密封比压过小会使密封面上的塑性变形不足，无法填满金属表面间的泄漏间隙，流体介质泄漏的概率会大大增加；密封比压过大则可能使金属表面强度超过结构的承载极限，引起管路连接件的失稳与破坏，也会降低其密封性能。因此，应该选择在满足管路连接件强度要求的前提下，适当地增大密封比压，保证密封的有效性与可靠性。

3.3.2 管路连接件的密封条件

通过对管路连接件密封性能影响因素的分析，可知密封面的表面质量和粗糙度、密封面宽度和密封比压都对密封性能具有较大影响。然而，管路连接件的密封原理和密封性能的影响因素容易进行分析，密封有效的判定条件却难以定量描述。不同材料、尺寸、润滑条件、加工质量的管路连接件，其密封性能存在较大差异，工程中往往是针对某一特定类型的管路连接件进行密封试验，确定其达到有效密封的具体条件。

目前，针对管路连接件密封条件的研究一般集中在密封环的宽度和面积以及密封面的接触压应力两个方面。丁建春等^[32]针对某型管接头研究了不同拧紧力矩下的密封带宽度，通过仿真与实验相结合的方式得出其密封条件：通径在 12mm 以下时，密封带宽度取 1mm 左右较为合

理；直径在 14mm 到 32mm 时，密封带宽度取 0.5mm 左右较为合理。王小刚等^[81-82]通过管路锥形密封结构原理试验得到了以奥氏体不锈钢 HR-2 为密封副材料的密封条件为：宏观接触面范围内形成一圈封闭的密封环，密封比压大于 700MPa，且满足密封比压的密封面宽大于 0.5mm。同时基于密封条件以及 ANSYS 仿真计算，得到了锥形密封结构的主要设计参数。冉光斌^[28]研究了双锥形管接头的密封性能，得到其密封条件为：密封面宽的最小值大于 1.6~2.4mm；密封面上的接触压应力大于较软材料两倍的屈服强度。文献[60]也指出保证密封副实现有效密封一般需要使密封面的接触压应力保持在较软材料屈服强度的 1~3 倍，同时最大接触压应力小于较硬材料的屈服强度。

综上所述，管路连接件的密封条件可以归纳为：连接副在宏观接触范围内形成一圈封闭的密封环，密封环的宽度和面积必须达到一定的条件；密封面上的接触压应力大于组成连接副的较软材料的屈服强度使其发生塑性变形。本章主要研究的是装配应力对管路连接件密封性能的影响，因此需要研究在不同的装配应力下，密封副的密封面宽、密封面积以及接触压应力的变化规律。

3.3.3 密封区域接触参量的提取方法

上一节指出了管路连接件实现有效密封的判定条件，密封面宽、密封面积、接触压应力对密封性能具有直接的影响^[83]。这些密封参数都包含在 ANSYS 的仿真结果中，通过一定的方法提取出密封区域的接触参量可以有效地判断管路连接件的密封性能。

首先必须得到管路连接件实现有效密封的封闭环，可以选择在接触面中提取出距离目标面为零值的二维单元，这些单元即为接触面和密封面的实际接触单元。但是根据密封条件的定义，只有接触表面的接触压应力超过较软材料的屈服强度，材料才会进入塑性区，实现管路连接件的有效密封，因此需要对实际接触单元作进一步的提取。根据扩口导管较软材料 1Cr18Ni9Ti 的屈服强度为 200MPa，通过筛选实际接触单元中接触压应力大于 200MPa 的部分得到有效接触单元，这部分单元将组成管路连接件的有效密封环，如图 3.4 所示。通过对密封环上的有效接触单元进行面积积分和宽度测量，将得到管路连接件的密封面积和密封面宽。通过查看 ANSYS 后处理结果中的“CONTACT PRESSURE”，将得到密封环上的接触压应力云图，如图 3.5 所示，由于密封环上不同区域的接触压应力数值存在一定差异，因此选择对所有有效接触单元的接触压应力进行平均，得到密封环的平均接触压应力，从而判断管路连接件的密封性能。

综上，通过对管路连接件有限元模型进行有效接触单元的提取，可以得到能够实现有效密封的密封环，进而可以提取出密封区域的接触参量：密封面宽、密封面积、密封面平均接触压应力，判断管路连接件的密封性能。



图 3.4 有效密封环

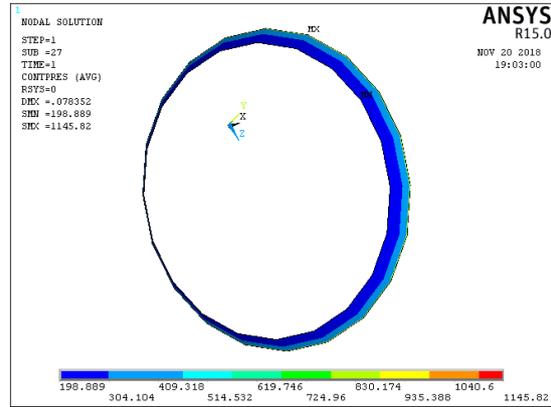


图 3.5 密封环接触压应力云图

3.4 摩擦系数对密封性能的影响分析

根据上文分析，金属的表面质量和粗糙度与润滑条件相关，对密封性能具有一定的影响。但这两者都属于表面形貌特征，在有限元仿真中很难模拟，因此引入摩擦系数来研究表面质量和粗糙度的影响^[84-85]。根据常用材料的摩擦系数表，钢与钢之间的摩擦系数在有润滑时大概为 0.05~0.1，在无润滑时最大将达到 0.2。因此，为了充分考虑摩擦系数的影响，选择 0~0.2 的摩擦系数范围进行仿真验证。根据公式 (2-35) 给出的预紧轴向力与拧紧力矩的关系，摩擦系数对预紧轴向力的大小具有一定的影响。通过选定 36 N·m 的拧紧力矩，计算发现随着摩擦系数的增大，预紧轴向力反而减小，具体的变化曲线如图 3.6 所示。因此有必要研究在同一拧紧力矩下不同摩擦系数对管路连接件密封性能的影响。

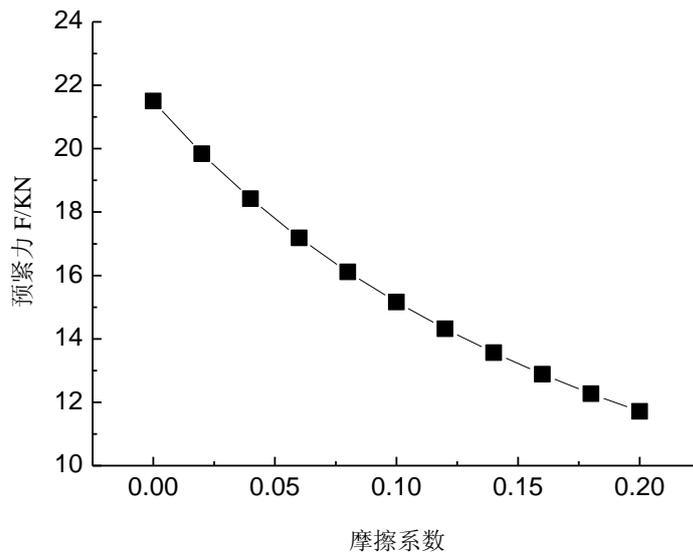


图 3.6 预紧轴向力随摩擦系数变化曲线

通过 ANSYS 仿真计算得到了不同摩擦系数下的密封环区域，选择其中的 4 种典型情况如图 3.7 所示，分别给出了摩擦系数在 0、0.06、0.14、0.2 时密封环的接触应力云图。可以发现密封环都是封闭的圆锥面，对应的接触参量如密封面宽、密封面积随着摩擦系数的增大都显著减小；通过对密封环上全部有效接触单元的接触压应力进行平均，发现平均接触压应力也随着摩擦系数的增大而减小。因此，可以初步认为随着摩擦系数的增大，密封面宽、密封面积、接触压应力都将减小，密封性能随之降低。

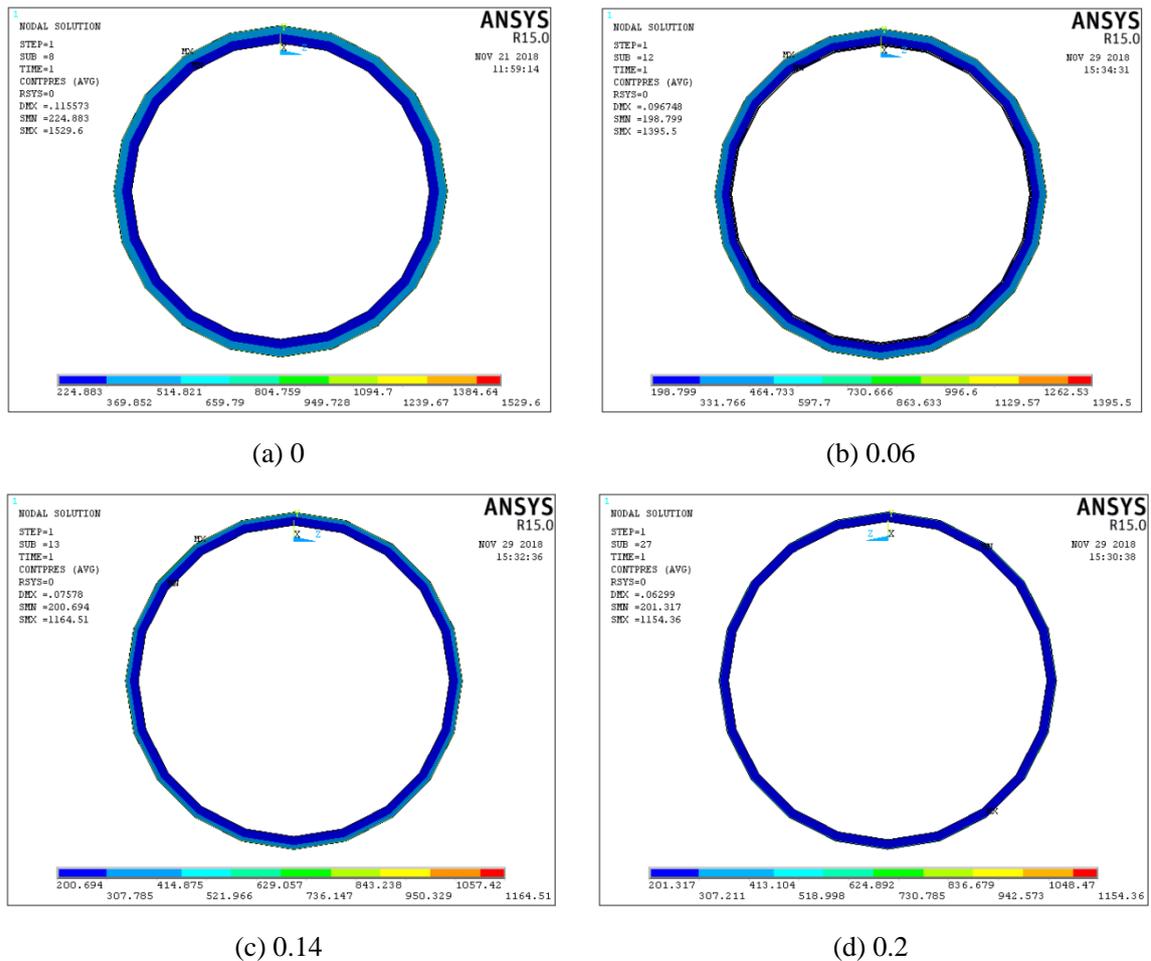


图 3.7 不同摩擦系数下的密封环区域

为了充分研究摩擦系数对管路连接件密封性能的影响，给出了 11 组不同摩擦系数时的密封面接触参量，如表 3.1 所示，表中给出了摩擦系数在 0~0.2 范围内管路连接件的轴向预紧力、密封面宽度、密封面积以及密封面的平均接触应力。

表 3.1 管路连接件在不同摩擦系数下的密封面接触参量

序号	摩擦系数	轴向预紧力 (KN)	密封面宽 (mm)	密封面积 (mm ²)	密封面平均接触压应力 (MPa)
1	0	21.499	2.279	148.31	383.86
2	0.02	19.840	2.095	148.27	356.53
3	0.04	18.419	1.984	140.87	352.89
4	0.06	17.188	1.873	133.34	343.16
5	0.08	16.111	1.867	133.39	325.11
6	0.10	15.161	1.762	125.81	315.02
7	0.12	14.317	1.574	112.92	305.92
8	0.14	13.562	1.496	107.54	298.60
9	0.16	12.882	1.418	102.14	288.32
10	0.18	12.268	1.262	91.27	284.85
11	0.20	11.709	1.106	80.31	282.34

图 3.8、图 3.9 和图 3.10 分别给出了密封面宽、密封面积以及平均接触压应力随摩擦系数的变化曲线。可以看出：在同一拧紧力矩下，随着摩擦系数的增大，螺母产生的轴向预紧力反而变小，此时管路连接件的密封面接触参量如密封面宽、密封面积以及平均接触压应力都逐步减小。因此，可以得出密封面的表面质量和粗糙度都影响着摩擦系数，随着摩擦系数的增大，管路连接件的密封性能反而降低。

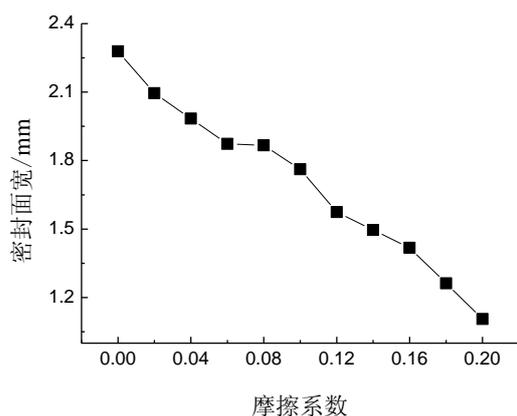


图 3.8 密封面宽与摩擦系数关系曲线

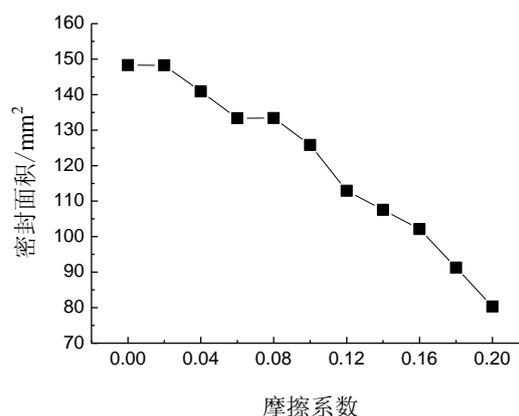


图 3.9 密封面积与摩擦系数关系曲线

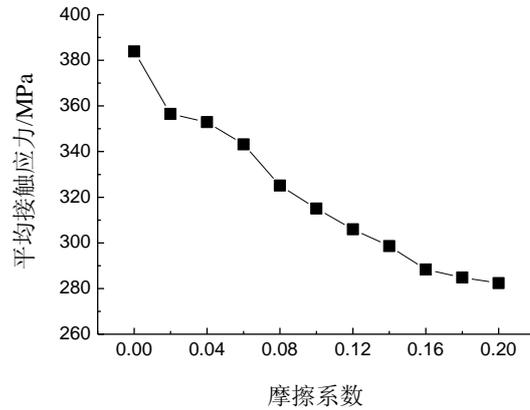


图 3.10 密封面平均接触压应力与摩擦系数关系曲线

3.5 拧紧力矩对密封性能的影响分析

3.5.1 拧紧力矩对密封性能的影响

扩口式管路连接件的装配主要是通过对外套螺母施加拧紧力矩完成，而拧紧工作主要是操作人员通过力矩扳手进行。在实际装配过程中，尽管有相关标准对试验件的拧紧程度提出了要求，但受工件质量、装配条件、操作误差等因素的影响，实际的拧紧力矩存在一定的偏差，并不能完全达到装配标准要求。因此为了模拟不同拧紧力矩下的安装情况，参考航空工业标准^[61]提出的 $32.35\text{N}\cdot\text{m} \sim 41.15\text{N}\cdot\text{m}$ 拧紧力矩许用范围，选择施加不同的预紧轴向力来进行等效，研究拧紧力矩对密封性能的影响规律。具体的预紧力施加方案如下图 3.11 所示，摩擦系数定义为 0.15，拧紧力矩的范围选择在 $28\text{N}\cdot\text{m} \sim 46\text{N}\cdot\text{m}$ ，对应的预紧力范围大致在 $10\text{KN} \sim 17\text{KN}$ 。

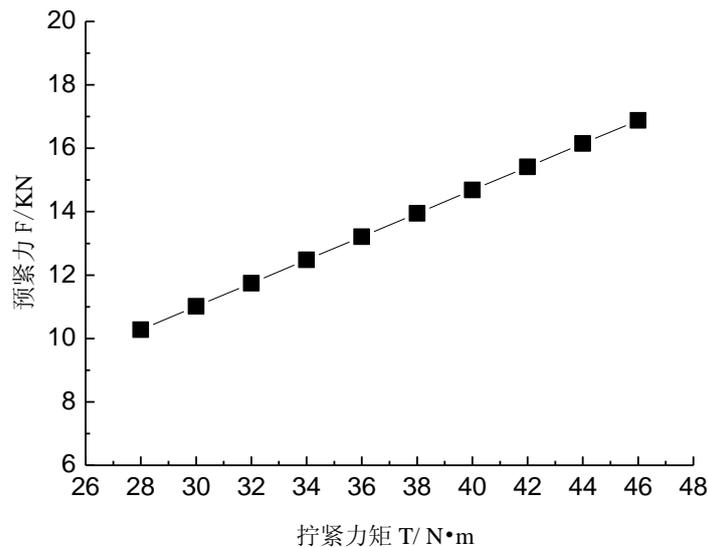


图 3.11 拧紧力矩—轴向预紧力变化关系曲线

通过 ANSYS 仿真计算得到了不同拧紧力矩下的密封环区域，选择其中的 4 种典型情况如图 3.12 所示，分别给出了拧紧力矩在 28 N·m、34 N·m、40 N·m、46 N·m 时密封环的接触应力云图。可以发现密封环都是封闭的圆锥面，对应的接触参量如密封面宽、密封面积随着拧紧力矩的增大而增大；通过对密封环上全部有效接触单元的接触压应力进行平均，发现密封面平均接触压应力也随着拧紧力矩的增大而逐渐增大。因此，可以初步认为随着拧紧力矩的增大，密封性能持续增强。

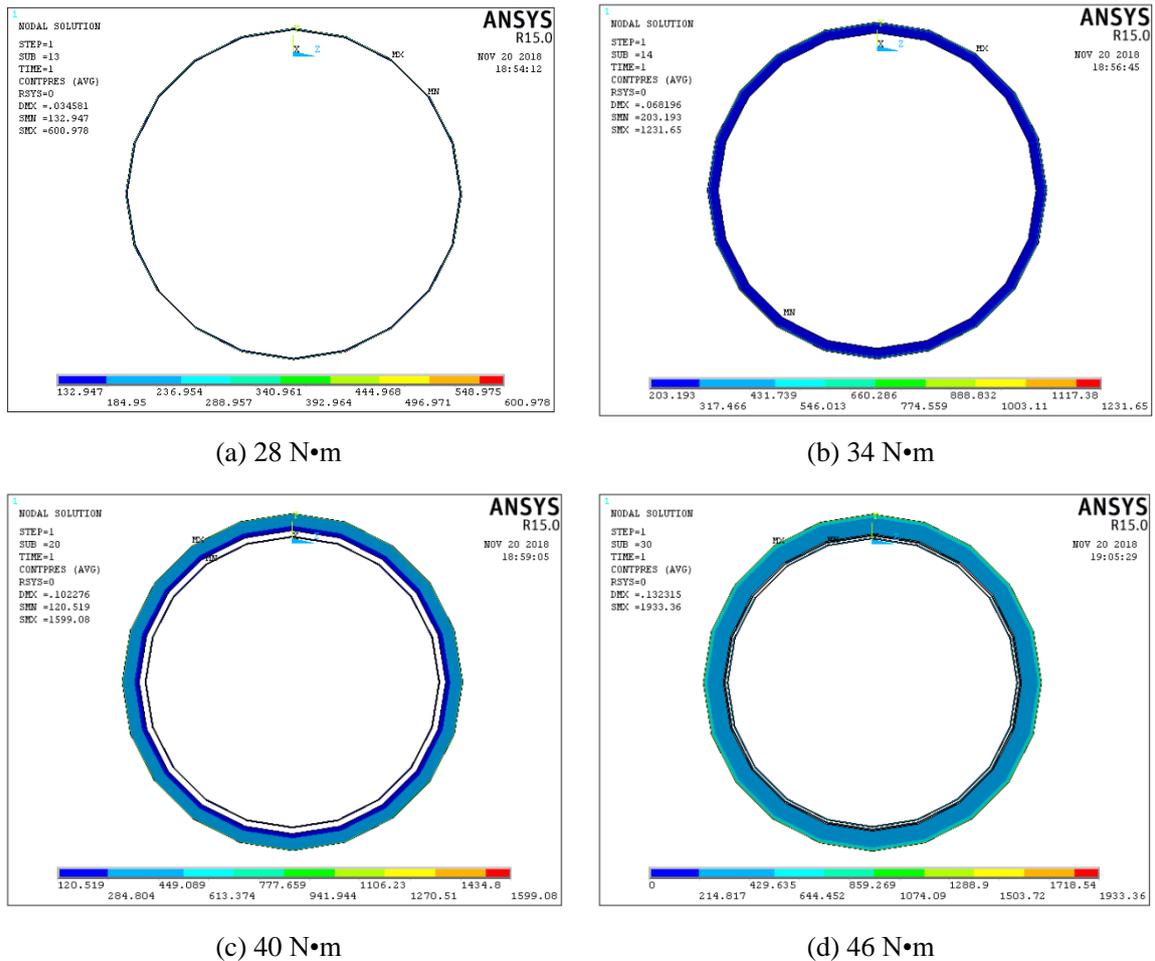


图 3.12 不同拧紧力矩下的密封环区域

为了充分研究拧紧力矩对管路连接件密封性能的影响，给出了 10 组不同拧紧力矩下的密封面接触参量，如表 3.2 所示，表中给出了拧紧力矩在 28 N·m ~ 46N·m 范围内管路连接件的轴向预紧力、密封面宽、密封面积以及密封面的平均接触应力。

表 3.2 管路连接件在不同拧紧力矩下的密封面接触参量

序号	拧紧力矩 (N·m)	预紧力 (KN)	密封面宽 (mm)	密封面积 (mm ²)	密封面平均接触压应力 (MPa)
1	28	10.276	0.18	14.33	260.58
2	30	11.010	0.26	21.40	270.58
3	32	11.744	0.79	58.11	278.46
4	34	12.478	1.32	91.27	286.41
5	36	13.212	1.67	112.92	303.94
6	38	13.946	1.98	140.55	323.67
7	40	14.680	2.09	148.04	360.71
8	42	15.414	2.30	162.87	379.3
9	44	16.148	2.51	177.29	395.09
10	46	16.882	2.52	177.43	430.98

图 3.13、图 3.14 和图 3.15 分别给出了密封面宽、密封面积以及平均接触压应力随拧紧力矩的变化曲线。可以看出：随着拧紧力矩的增大，密封面宽、密封面积以及平均接触压应力都逐步增大，管路连接件密封性能逐步增强。其中，当拧紧力矩在 28 N·m ~ 40N·m 时，随着拧紧力矩的增大，密封性能增强明显；当拧紧力矩超过 38N·m 时，密封性能增加变缓，说明此时管路连接件已经逐渐接近密封性能的最大值，再大的拧紧力矩并不会显著地增加密封性能，反而可能使连接件超过其承载极限，产生结构破坏的风险。

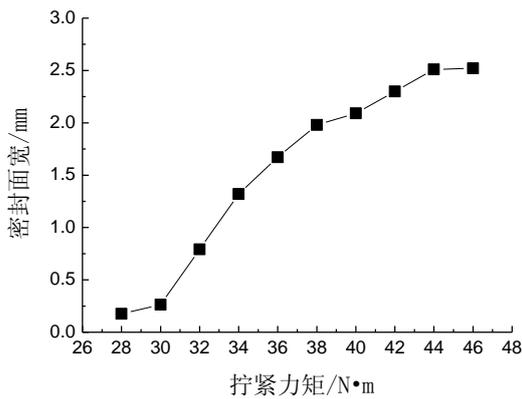


图 3.13 密封面宽与拧紧力矩关系曲线

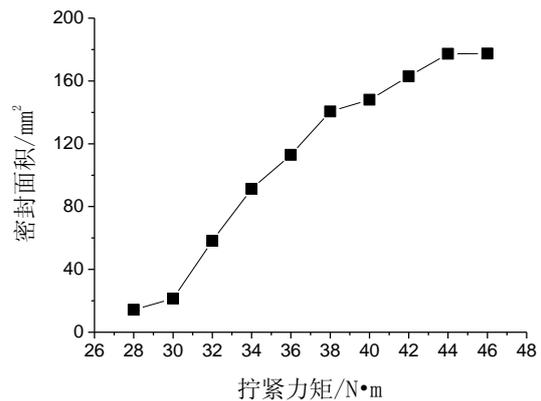


图 3.14 密封面积与拧紧力矩之间关系曲线

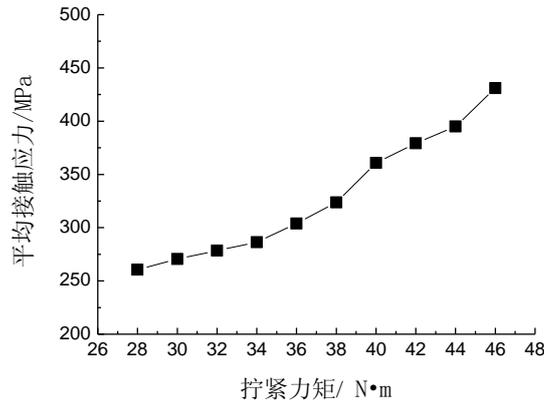


图 3.15 密封面平均接触应力与拧紧力矩关系曲线

3.5.2 管路连接件整体强度校核

从上述拧紧力矩对密封性能的影响分析中可以得出，在一定范围内密封性能随着拧紧力矩的增加而增加。然而，当拧紧力矩增大到一定程度，管路连接件上的装配应力将超过结构的承载极限，产生屈服失效甚至破坏，反而会降低密封性能。因此，需要对管路连接件的整体结构进行强度校核，即分别验证扩口导管、直通管接头、外套螺母产生的装配应力是否满足强度要求。根据管路连接件的材料本构模型，扩口导管的材料为 1Cr18Ni9Ti，平管嘴的材料为 1Cr11Ni2W2Mov，直通管接头和外套螺母的材料为 TC6，都属于主要以屈服形式失效的塑性材料，宜采用第三和第四强度理论进行强度校核^[86]。

本文采用的主要是畸变能密度理论（第四强度理论），这一理论认为材料发生屈服主要是畸变能密度引起的，即认为构件处于任意应力状态下，只要其内部一点畸变能密度 v_d 达到材料性能有关的某一极限值，该点处的材料就发生塑性屈服。第四强度理论又称 Von Mises 理论，在 ANSYS 中可以提取管路连接件各个组件的等效应力（V.Mises 应力），通过对比材料的强度极限进行强度校核。表 3.3 给出了管路连接件各个组件在不同拧紧力矩下提取的最大等效应力，通过该应力进行管路连接件的强度校核。

表 3.3 管路连接件不同拧紧力矩下各部件的最大等效应力

序号	拧紧力矩 (N·m)	预紧力 (KN)	扩口导管与平管嘴 结合体 (MPa)	直通管接头 (MPa)	外套螺母 (MPa)
1	28	10.276	327.25	340.30	593.32
2	30	11.010	354.49	343.55	598.05
3	32	11.744	380.61	346.62	600.43
4	34	12.478	406.31	361.34	602.52

表 3.3 (续)

5	36	13.212	436.73	386.25	604.71
6	38	13.946	461.24	404.41	606.97
7	40	14.680	487.21	425.53	607.41
8	42	15.414	514.51	446.92	609.50
9	44	16.148	539.34	466.93	612.29
10	46	16.882	565.15	486.86	614.39

(1) 扩口导管强度校核

扩口导管最大等效应力随拧紧力矩的变化曲线如图 3.16 所示,可以发现随着拧紧力矩的增大,扩口导管的最大等效应力也显著增加,并且基本呈线性变化。扩口导管使用的是 1Cr18Ni9Ti 材料,其强度极限可以查得为 550MPa,通过图示曲线可以发现,当拧紧力矩在 44~46N·m 时,导管的最大等效应力将超过其强度极限,极有可能发生破坏失效。

图 3.17 给出了在拧紧力矩为 46N·m 时扩口导管的等效应力分布,可以发现导管的扩口边缘区域出现应力集中,最大应力值明显大于其他区域。考虑到在实际加工时针对边缘区域通常采用圆角过渡或者表面强化处理,该区域的实际承载极限将高于材料的强度极限,因此需要重点校核密封区域的结构强度。从图中可以看出在密封区域的最大等效应力达到了 574.19MPa,超过了材料的强度极限,扩口导管的部分区域将产生破坏失效。

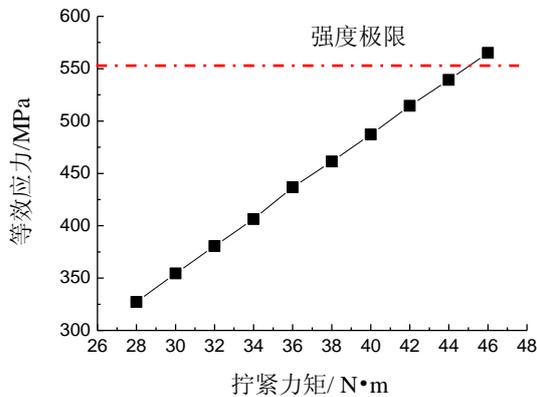


图 3.16 扩口导管最大等效应力随拧紧力矩变化曲线

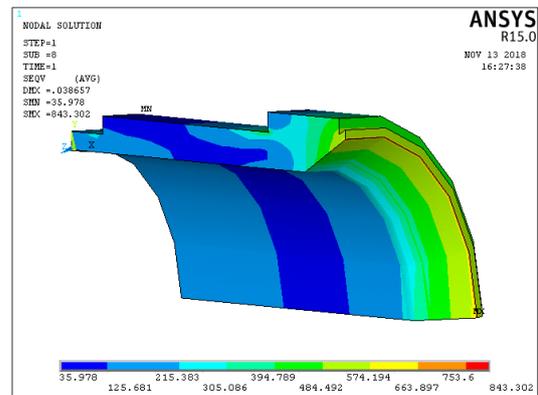


图 3.17 最大拧紧力矩 46N·m 时管接头的等效应力分布

(2) 直通管接头和外套螺母强度校核

直通管接头最大等效应力随拧紧力矩的变化曲线如图 3.18 所示,可以发现当拧紧力矩较小时,最大等效应力受拧紧力矩的影响不大,说明管接头与导管可能没有发生充分的挤压接触,整体装配应力较小;当拧紧力矩超过 34N·m 时,管接头的最大等效应力显著增加,并且基本呈线性上升趋势。外套螺母的最大等效应力变化曲线如图 3.19 所示,最大等效应力随着拧紧力矩

的增加而增加，但整体的变化幅度不大，基本稳定在 590~615MPa 以内，说明拧紧力矩对外套螺母的应力分布影响较小。同时，直通管接头和外套螺母使用的是力学性能较好的钛合金 TC6 材料，其强度极限可以达到 1030MPa，因此在给定的拧紧力矩范围内，管接头与螺母的装配应力都能满足强度要求。

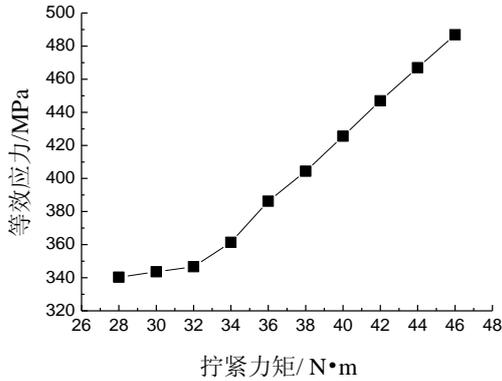


图 3.18 管接头最大等效应力随拧紧力矩变化曲线

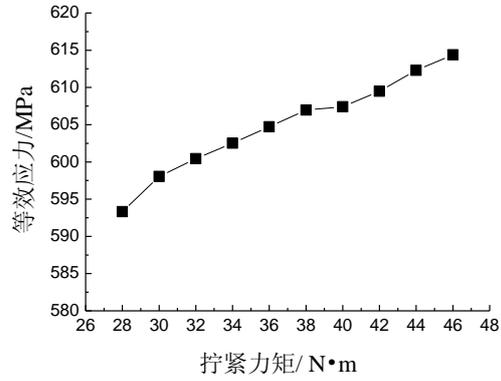


图 3.19 螺母最大等效应力随拧紧力矩变化曲线

图 3.20 和图 3.21 分别给出了管接头和外套螺母在拧紧力矩为 46N·m 时的等效应力分布，可以发现管接头的最大等效应力主要集中在锥面区域，说明在拧紧力作用下，管接头和扩口导管锥面接触区域发生明显的挤压作用；外套螺母的最大等效应力主要集中在螺纹齿根区域，说明螺母螺纹与管接头螺纹产生有效的啮合接触。在给定的最大拧紧力矩（46N·m）下，直通管接头和外套螺母的最大等效应力均小于材料的强度极限，满足第四强度理论要求。

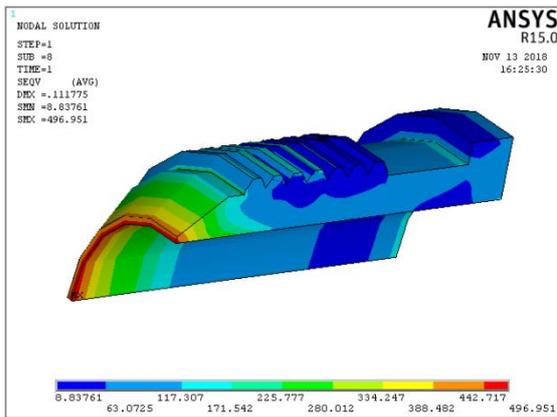


图 3.20 最大拧紧力矩 46N·m 时管接头等效应力分布

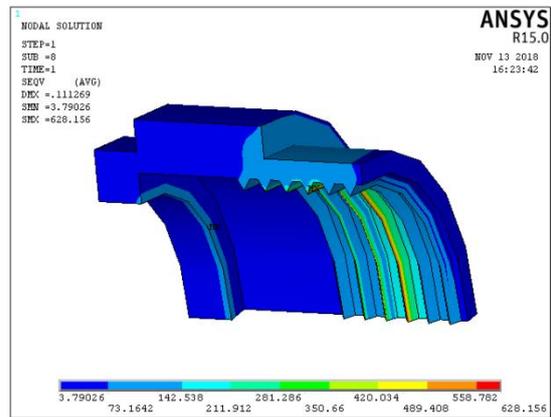


图 3.21 最大拧紧力矩 46N·m 时螺母等效应力分布

因此，拧紧力矩对管路连接件不同组件装配应力的影响程度存在差异。直通管接头和外套螺母的装配应力都随着拧紧力矩的增加而增大，直通管接头的应力变化相比于外套螺母更加明显，但两者的最大等效应力均小于对应的强度极限，满足强度要求。扩口导管的装配应力也随着拧紧力矩的增加而增大，但当拧紧力矩超过某一极限值时，其最大等效应力将超过材料的强

度极限，发生破坏失效。考虑到仿真时拧紧力矩选择的离散性，为了满足第四强度理论要求，确定管路连接件的最大拧紧力矩为 $44\text{N}\cdot\text{m}$ ，这与航空工业标准提出的拧紧力矩要求 $41.15\text{N}\cdot\text{m}$ 十分接近，说明了仿真模型的准确性和可靠性，也为航空工业标准提供了一定的理论依据。

综上所述，管路连接件的密封性能基本随着拧紧力矩的增加而增强，但当拧紧力矩达到极限值 $44\text{N}\cdot\text{m}$ 时，连接件将产生较大的装配应力，可能超过其承载极限，发生结构破坏，密封性能反而受到影响。因此需要将拧紧力矩控制在一定的范围，使管路连接件既能满足密封要求，也不会发生结构破坏，使用性能达到最优。

3.6 装配偏差对密封性能的影响分析

由于加工质量、工作环境、装配条件、操作误差等因素的影响，导管在实际安装时总是存在一定的装配偏差。装配偏差会使管路连接件产生一定的装配应力，进而影响整个管路系统的密封性能，因此有必要研究装配应力对密封性能的影响规律。国家军用标准 GJB3054-97《飞机液压管路系统设计、安装要求》对导管安装的角度偏差、径向偏差以及长度方向偏差都给出了具体要求^[87]。

3.6.1 角度偏差对密封性能的影响

角度偏差一般指两根相连导管中心轴线的相对偏角，如图 3.22 所示，标准规定“导管自由端须与接头或附件管嘴平行，允许的偏差不得超过 2° ”。因此，为了研究角度偏差对密封性能的影响，选择给定管路连接件 $36\text{N}\cdot\text{m}$ 的拧紧力矩，同时将正常装配的扩口导管沿中心轴线偏转 $0^\circ \sim 3^\circ$ ，观察不同角度偏差下管路连接件的密封环区域，测量其密封面积与平均接触压应力。

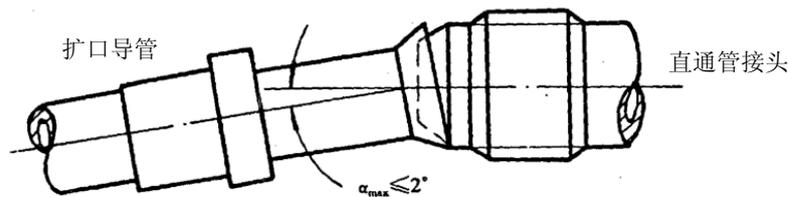


图 3.22 导管端部的角度偏差

图 3.23 给出了几种典型角度偏差下的密封环区域，从图 3.23(a)可以看出在角度偏差为 0° 即导管正常安装时密封环区域为完整的圆锥面，此时管接头的密封性能最高；当角度偏差逐渐增大时，扩口导管的内锥面与管接头的外锥面无法完全接触，部分区域接触压应力偏小无法产生足够的塑性变形，影响管路的密封性能，从图 3.23(b)和(c)可以看出密封环部分区域宽度变窄，面积减小，此时管接头的密封性能逐步降低；当角度偏差增大到 3° 时，如图 3.23(d)所示，密封环区域出现了明显的“缺失”，即部分区域无法达到塑性变形的条件，因此不能达到有效的密封效果，此时管接头的密封性能相比于正常安装条件下下降十分显著。

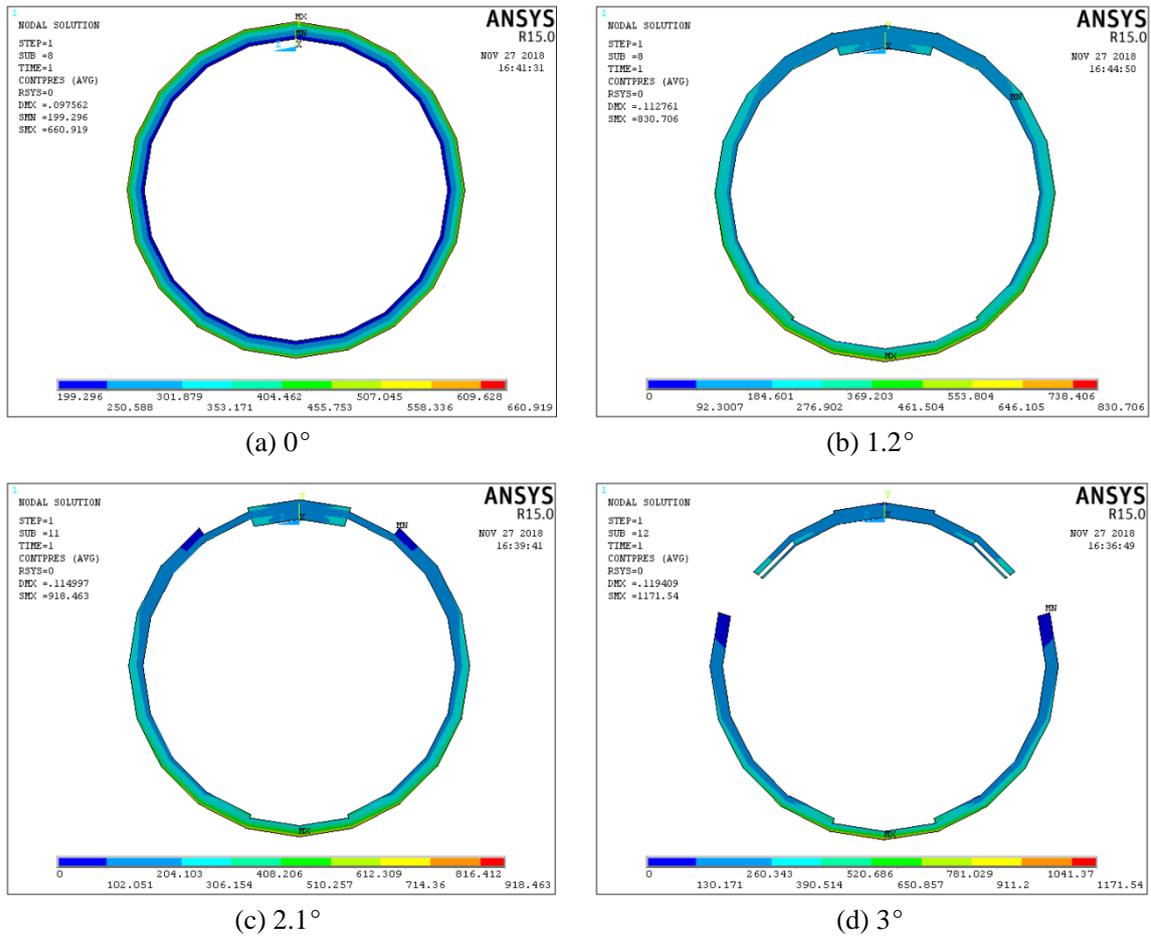


图 3.23 几种典型角度偏差下的密封环区域

为了充分研究角度偏差对管路连接件密封性能的影响，计算得到 11 组不同角度偏差下的密封面接触参量。由图 3.23 可知密封环区域在角度偏差下并不总是完整的圆锥面区域，密封面宽度无法准确测量，因此仅使用密封面积来表示密封区域的大小。表 3.4 给出了角度偏差在 0° ~ 3° 范围内管路连接件的密封面积和密封面平均接触压应力。

表 3.4 管路连接件在不同角度偏差下的密封面接触参量

序号	拧紧力矩 (N·m)	角度偏差 (度)	密封面积 (mm ²)	密封面平均接触压应力 (MPa)
1	36	0	140.87	336.81
2	36	0.3	136.38	329.18
3	36	0.6	131.87	323.41
4	36	0.9	130.37	310.87
5	36	1.2	132.53	295.01
6	36	1.5	125.50	290.41

表 3.4 (续)

7	36	1.8	126.79	279.65
8	36	2.1	113.22	279.30
9	36	2.4	103.96	285.75
10	36	2.7	95.32	293.22
11	36	3	84.74	305.09

图 3.24 和图 3.25 分别给出了密封面积和密封面平均接触压应力随角度偏差的变化曲线。从图 3.24 可以看出：随着角度偏差的增大，密封面积变化存在一些波动，但基本保持下降趋势。当角度偏差达到 3° 时，密封面积相比 0° 时从 140.87mm^2 降到了 84.74mm^2 ，下降幅度达到 39.85%，管路连接件的密封性能降低明显。从图 3.25 可以看出：角度偏差在 $0^\circ \sim 3^\circ$ 范围内，随着偏差值的增大，密封面的平均接触应力逐渐减小，管路连接件的密封性能也逐渐降低。

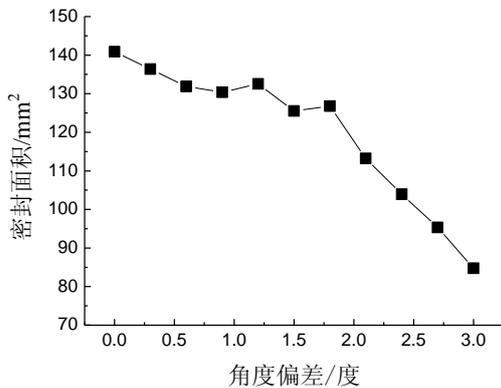


图 3.24 密封面积与角度偏差的关系曲线

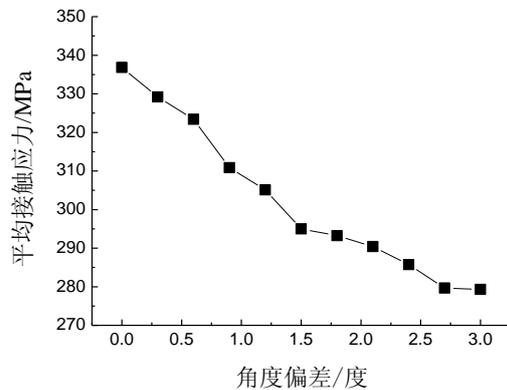


图 3.25 密封面平均接触应力与角度偏差的关系曲线

由上述对不同拧紧力矩下管路连接件的强度校核可知，扩口导管的承载极限相比于管接头与外套螺母要低得多，容易发生结构破坏，并且导管的受力情况也直接影响着连接件的密封性能，因此有必要对不同角度偏差下导管的装配应力进行强度校核。图 3.26 给出了扩口导管的最大等效应力随角度偏差的变化曲线，图 3.27 给出了扩口导管最大角度偏差 3° 时的等效应力分布。可以看出：在角度偏差的影响下，扩口导管锥面上的等效应力并没有完全均匀分布，部分区域的应力明显偏大；导管上的等效应力会随着角度偏差的增大而增大，说明角度偏差会使导管产生明显的装配应力，应力增大到一定程度将超过结构的承载极限，管路连接件的完整性将受到破坏，密封性能也将随之降低。

综上所述，管路连接件装配的角度偏差直接影响其密封性能，随着角度偏差的增大，管路连接件的装配应力将会增大，密封面积和密封面平均接触应力将会减小，密封性能随之降低；当装配应力超过材料的承载极限，结构可能发生破坏。

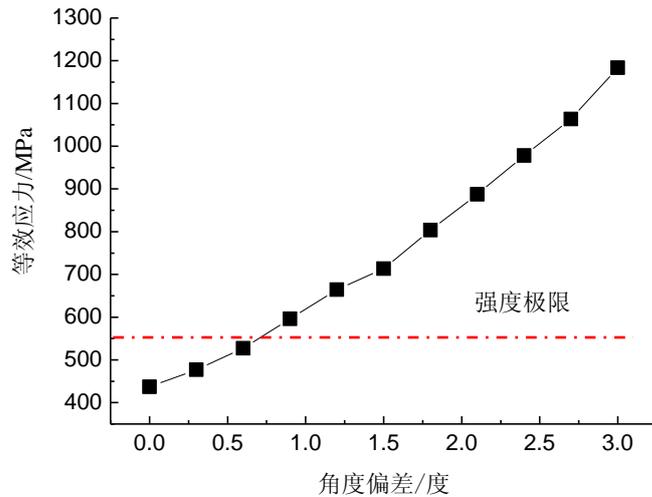


图 3.26 扩口导管最大等效应力随角度偏差变化曲线

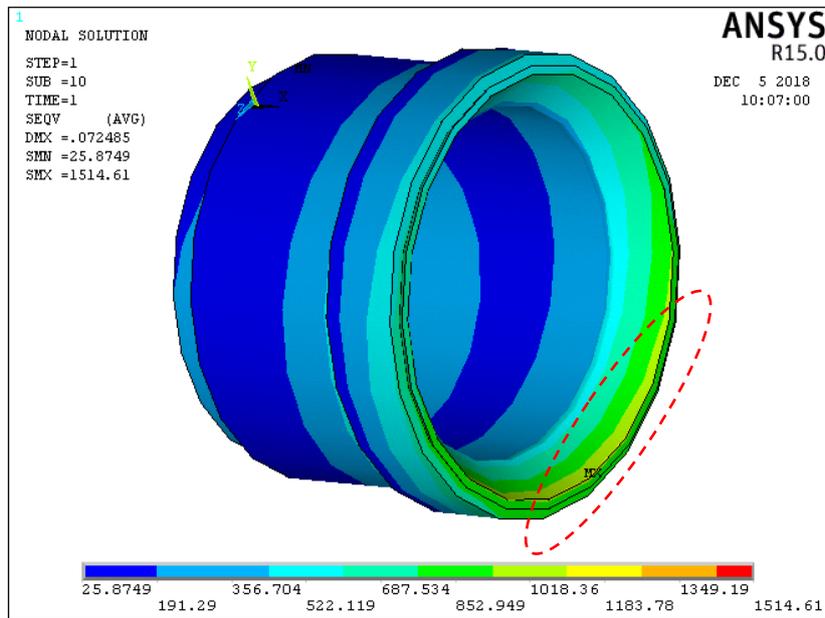


图 3.27 最大角度偏差 3°时扩口导管的等效应力分布

3.6.2 径向偏差对密封性能的影响

径向偏差一般指两根相连导管中心轴线的径向距离，如图 3.28 所示，标准规定“导管自由端须与接头或附件管嘴在同一直线上，其偏差按导管每 100mm 长（从最近的支承件算起）不超过 0.3mm”。因此，为了研究径向偏差对管路密封性能的影响，选择给定管路连接件 36 N•m 的拧紧力矩，同时将正常装配的扩口导管沿中心轴线径向偏移 0 ~ 0.5mm，观察不同径向偏差下管路连接件的密封环区域，测量其密封面积与平均接触压应力。

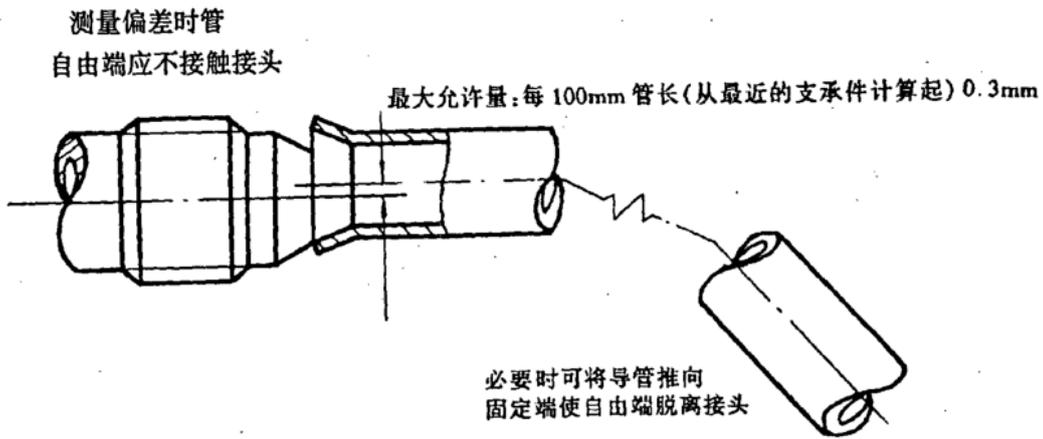
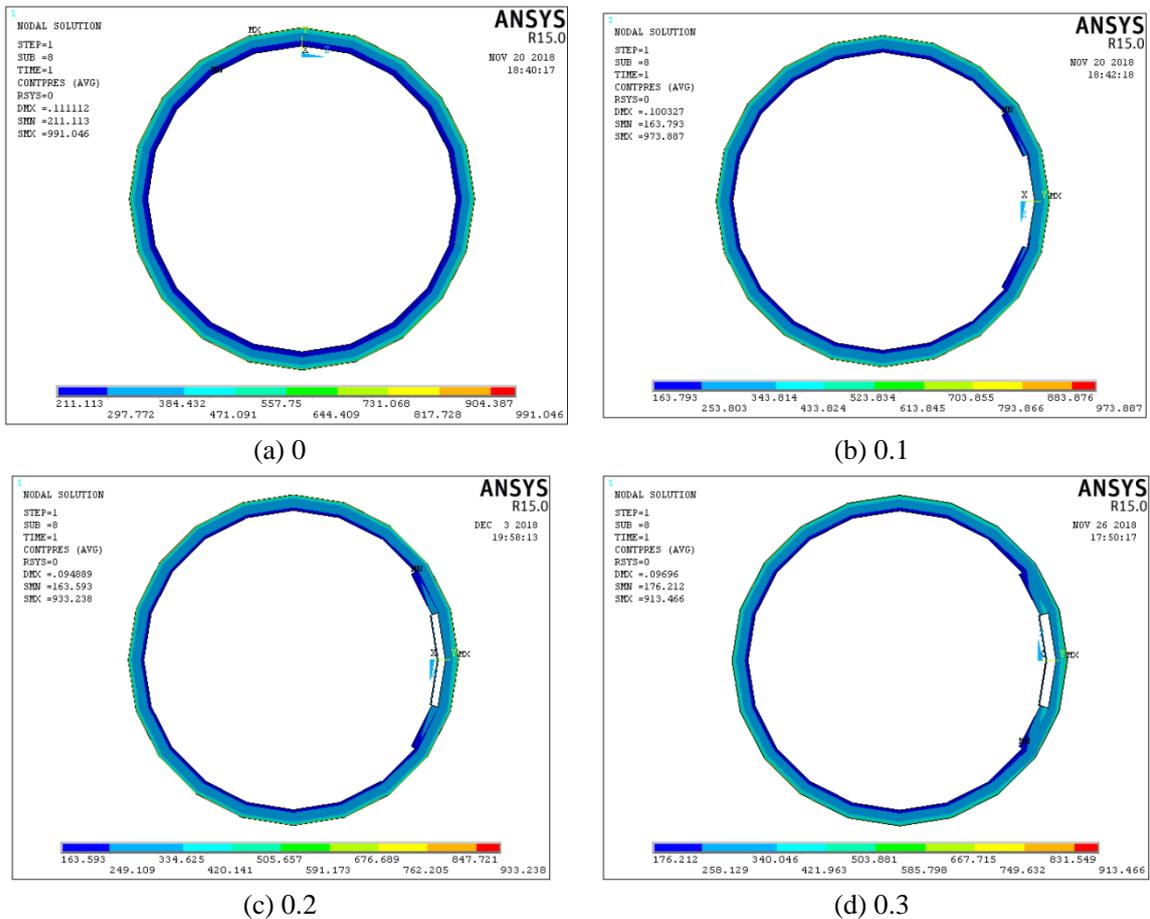


图 3.28 导管端部的径向偏差

图 3.29 给出了几种典型径向偏差下的密封环区域，从图中可以看出：在径向偏差为 0mm 即导管正常安装条件下密封环区域为完整的圆锥面，此时管接头的密封性能最高；当径向偏差逐渐增大时，径向偏移相反方向的扩口导管锥面与管接头锥面无法完全接触，导致该区域接触压应力偏小无法产生足够的塑性变形，影响管路的密封性能；从图 3.29(c)可以看出密封环区域出现了宽度变窄，面积减小的情况，并且某一方向出现了明显的“漏洞”，即该区域无法达到塑性变形的条件，因此不能达到有效的密封效果。



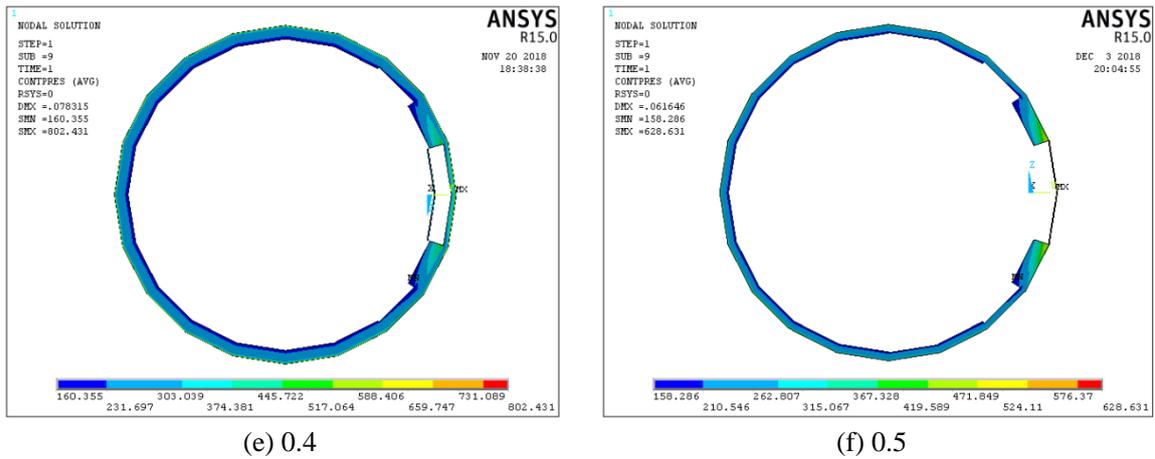


图 3.29 不同径向偏差下的密封环区域

为了充分研究径向偏差对管路连接件密封性能的影响，计算得到 11 组不同径向偏差下的密封面接触参量，如表 3.5 所示，表中给出了径向偏差在 0mm ~ 0.5mm 范围内管路连接件的密封面积和密封面平均接触压应力。

表 3.5 管路连接件在不同径向偏差下的密封面接触参量

序号	拧紧力矩 (N·m)	径向偏差 (mm)	密封面积 (mm ²)	密封面平均接触压应力 (MPa)
1	36	0	148.31	372.88
2	36	0.05	146.80	355.40
3	36	0.10	142.32	349.87
4	36	0.15	133.41	338.31
5	36	0.20	129.53	322.03
6	36	0.25	122.38	317.44
7	36	0.30	113.59	303.30
8	36	0.35	109.14	294.13
9	36	0.40	97.07	283.78
10	36	0.45	87.06	271.12
11	36	0.50	71.11	263.26

图 3.30 和图 3.31 分别给出了密封面积和密封面平均接触压应力随径向偏差的变化曲线。从图 3.30 可以看出：随着径向偏差的增大，密封面积呈持续下降趋势，并且下降的速度越来越快。当径向偏差达到 0.5mm 时，密封面积相比正常安装从 148.31 mm² 降到了 71.11 mm²，下降幅度达到 52.05%，管路连接件的密封性能降低明显。从图 3.31 可以看出：随着径向偏差的增大，密封面平均接触应力持续降低，当径向偏差达到 0.5mm 时，接触应力从正常安装时的 372.88

MPa 降到了 263.26 mm^2 ，下降幅度为 29.4%。

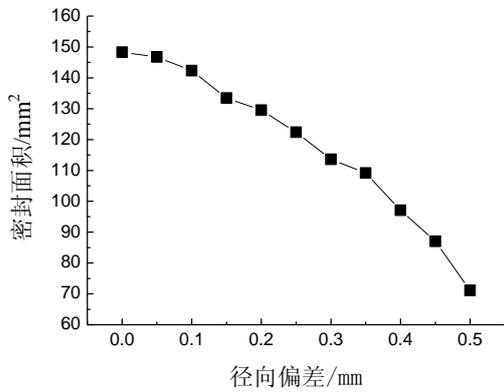


图 3.30 密封面积与径向偏差的关系曲线

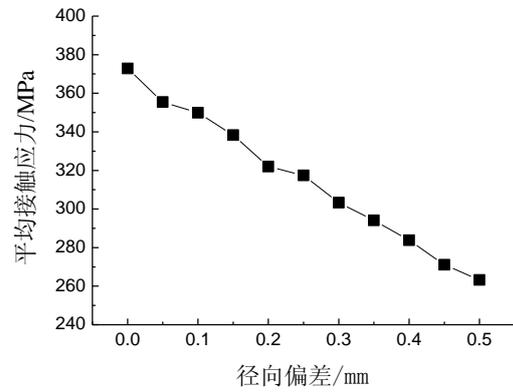


图 3.31 密封面平均接触应力与径向偏差的关系曲线

对扩口导管在不同径向偏差下的装配应力进行强度校核，得到导管的最大等效应力随径向偏差的变化曲线如图 3.32 所示，图 3.33 给出了最大径向偏差 0.5mm 时扩口导管的等效应力分布。可以看出：在径向偏差的影响下，扩口导管锥面上沿径向偏移方向的某一区域出现了应力集中现象；导管上的等效应力随着径向偏差的增大而增大，应力增大到一定程度将超过承载极限，管路连接件将受到破坏，密封性能也将随之降低。

综上所述，管路连接件装配的径向偏对其密封性能影响明显，随着径向偏差的增大，管路连接件的装配应力将会增大，密封面积和密封面平均接触应力将会减小，密封性能随之降低；当装配应力超过材料的承载极限，结构将发生破坏，管路连接件可能出现泄漏或其他故障。

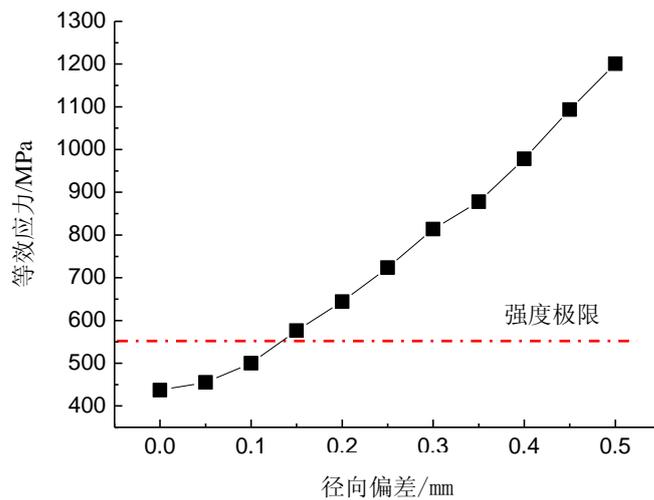


图 3.32 扩口导管最大等效应力随径向偏差变化曲线

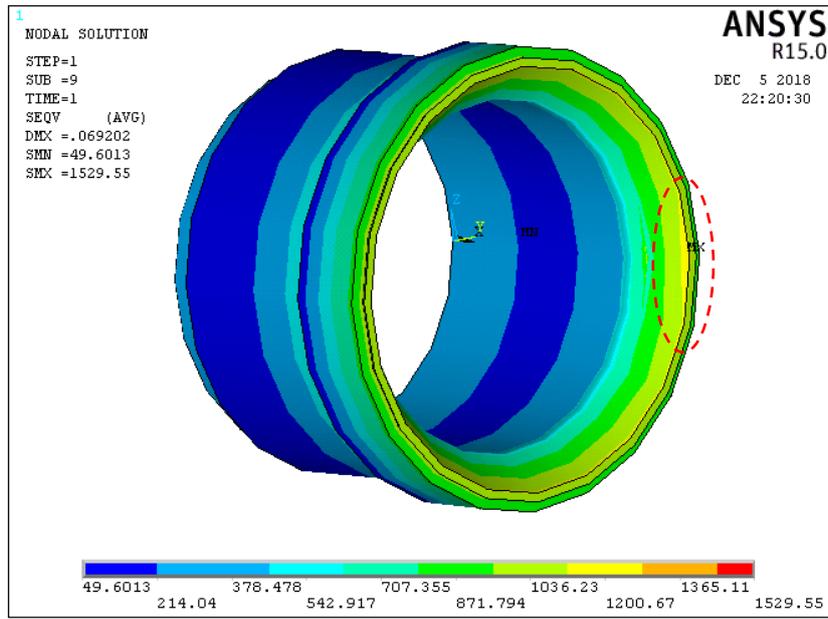


图 3.33 最大径向偏差 0.5mm 时扩口导管的等效力分布

3.6.3 长度偏差对密封性能的影响

长度方向偏差一般指两根相连导管对接端面上的相对长度，如图 3.34 所示，标准规定“导管每 100mm 长其偏差不超过 0.3mm，对每根导管的总长偏差应控制在 0.8mm 以内”。因此，为了研究长度偏差对管路密封性能的影响，选择给定管路连接件 34N·m 的拧紧力矩，同时将正常装配的扩口导管沿中心轴线偏移一定长度。这里规定正常装配条件下导管与管接头的接触位置为“0”，导管偏离管接头的方向为“+”，导管偏向管接头的方向为“-”，观察径向偏差在-0.5mm ~ +0.5mm 时管路连接件的密封环区域，测量其密封面积与平均接触压应力。

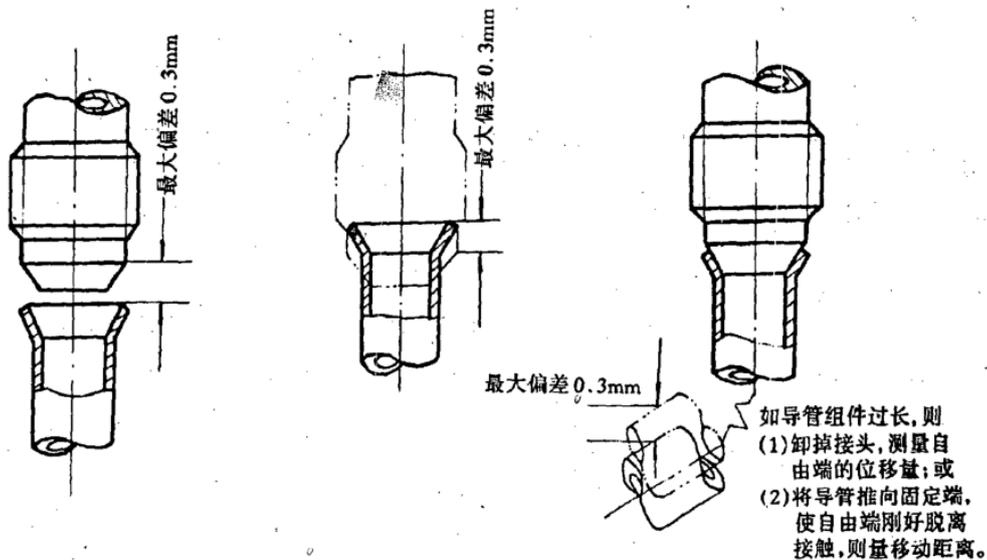


图 3.34 导管长度方向偏差

图 3.35 给出了几种典型长度偏差下的密封环区域，从图中可以看出：长度偏差并不会改变密封环的形状，密封环区域基本保持完整的圆锥面。以正常装配的情况即“0”为分界线，当径向偏差为“+”即导管远离管接头的方向时，随着径向偏差的增大，密封环的宽度和面积反而减小；当径向偏差为“-”即导管靠近管接头的方向时，随着径向偏差的增大，密封环的宽度和面积也将增大，管路连接件的密封性能也逐渐增强。

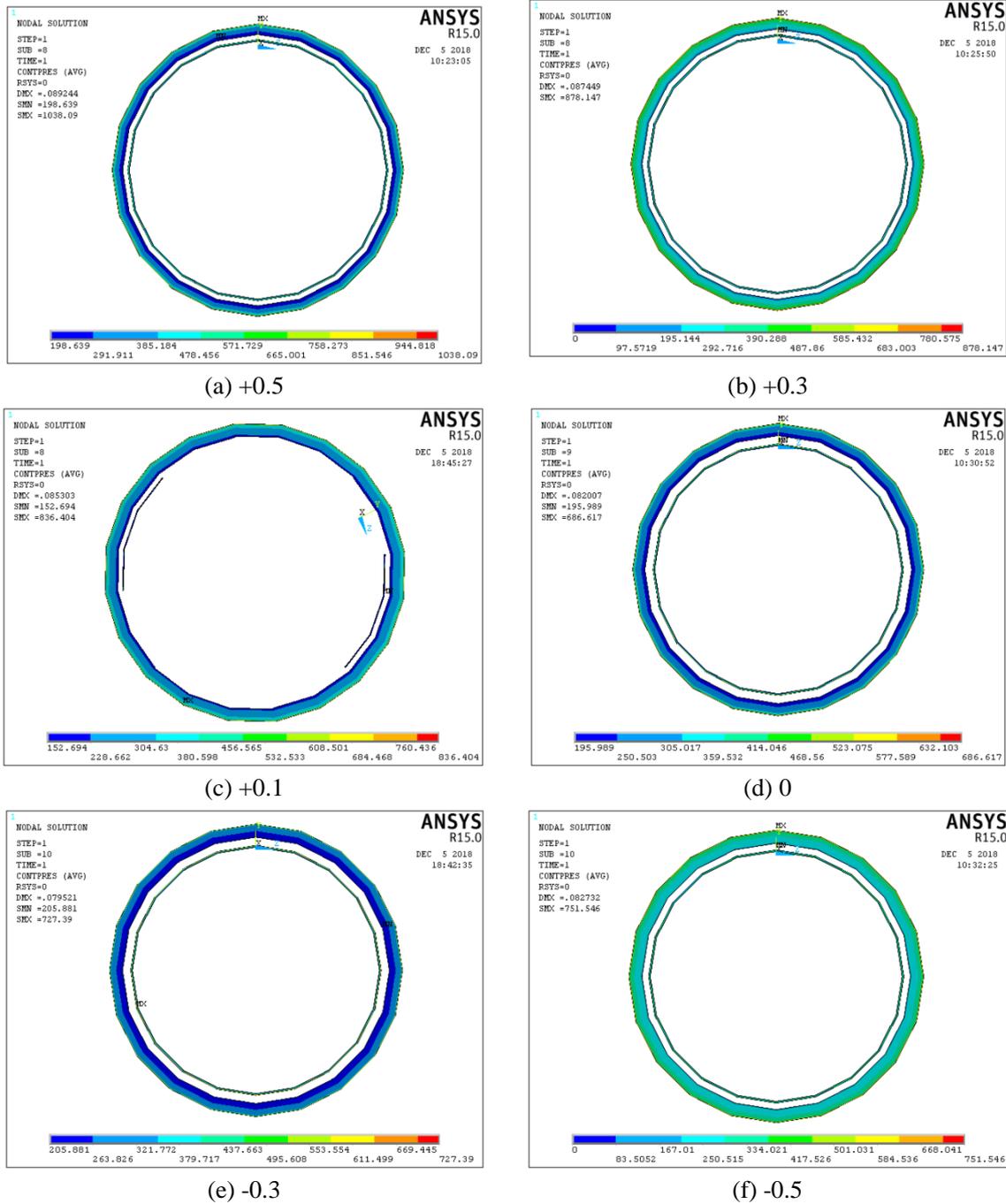


图 3.35 不同长度偏差下的密封环区域

为了充分研究长度偏差对管路连接件密封性能的影响,计算得到 11 组不同长度偏差下的密封面接触参量,如表 3.6 所示,表中给出了长度偏差在-0.5mm ~ +0.5mm 范围内管路连接件的密封面积和密封面平均接触压应力。

表 3.6 管路连接件在不同长度偏差下的密封面接触参量

序号	拧紧力矩 (N·m)	长度偏差 (mm)	密封面积 (mm ²)	密封面平均接触压应力 (MPa)
1	34	+0.5	116.88	298.42
2	34	+0.4	118.28	306.22
3	34	+0.3	120.22	307.83
4	34	+0.2	122.19	315.17
5	34	+0.1	125.76	318.68
6	34	0	132.47	325.13
7	34	-0.1	134.02	329.67
8	34	-0.2	136.25	336.07
9	34	-0.3	138.22	345.94
10	34	-0.4	139.95	353.42
11	34	-0.5	140.14	359.74

图 3.36 和图 3.37 分别给出了密封面积和密封面平均接触压应力随长度偏差的变化曲线。从图中可以看出:长度偏差的方向直接影响着密封面积和密封面平均接触压应力的变化趋势,以“0”作为分界线,当长度偏差为“+”时,随着偏差值的增大,扩口导管与管接头的距离也变大,两者的接触挤压作用明显降低,管路连接件的密封面积与平均接触应力都将减小,密封性能随之降低;当长度偏差为“-”时,随着偏差值的增大,扩口导管与管接头贴合更加紧密,挤压作用明显增强,管路连接件的密封面积与平均接触应力都将增大,密封性能也随之增强。

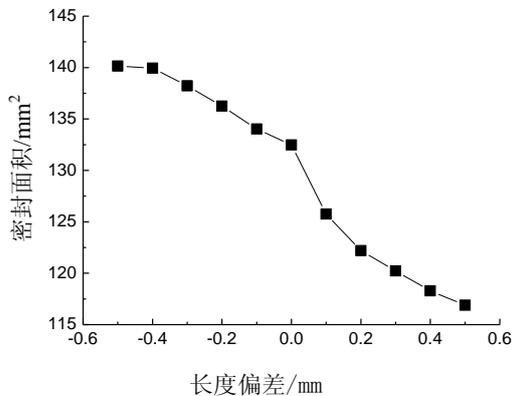


图 3.36 密封面积与长度偏差的关系曲线

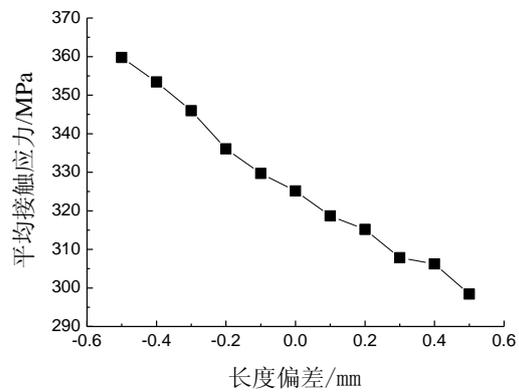


图 3.37 密封面平均接触应力与长度偏差的关系曲线

对扩口导管在不同长度偏差下的装配应力进行强度校核，图 3.38 给出了 36 N·m 拧紧力矩下扩口导管的最大等效应力随长度偏差的变化曲线，图 3.39 分别给出了+0.5mm 和-0.5mm 两种不同方向的最大长度偏差时导管的等效应力分布。从图中可以看出：扩口导管锥面上的等效应力基本保持均匀分布；当长度偏差为“+”时，随着偏差值的增大，扩口导管与管接头的距离也变大，两者的接触挤压作用减弱，导管上的最大等效应力也会随之降低；当长度偏差为“-”时，随着偏差值的增大，扩口导管与管接头挤压作用明显增强，导管的等效应力增大到一定程度将超过材料的承载极限，管路连接件将受到破坏，密封性能也将随之降低。

综上所述，管路连接件装配的长度偏差也对密封性能具有较大影响，当扩口导管偏离管接头时，随着偏差值增大，密封面积和密封面平均接触应力反而减小，密封性能随之降低；当扩口导管偏向管接头时，随着偏差值增大，密封性能逐步增强，但扩口导管上的装配应力将会增大，当超过其承载极限时，结构可能发生破坏，此时管路连接件反而会发生泄漏或者其他故障。

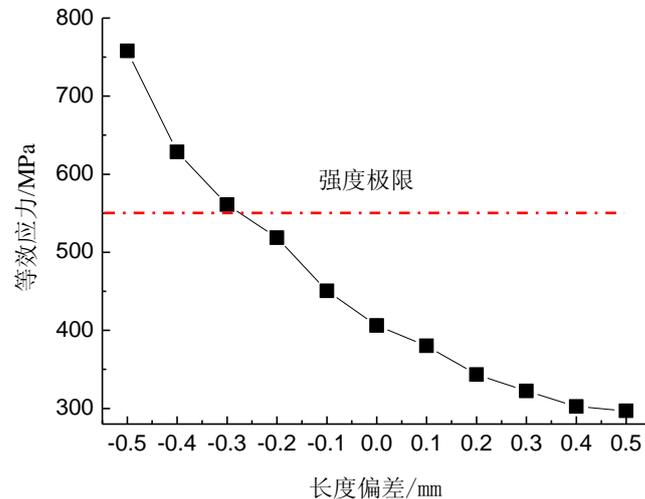


图 3.38 扩口导管最大等效应力随长度偏差变化曲线

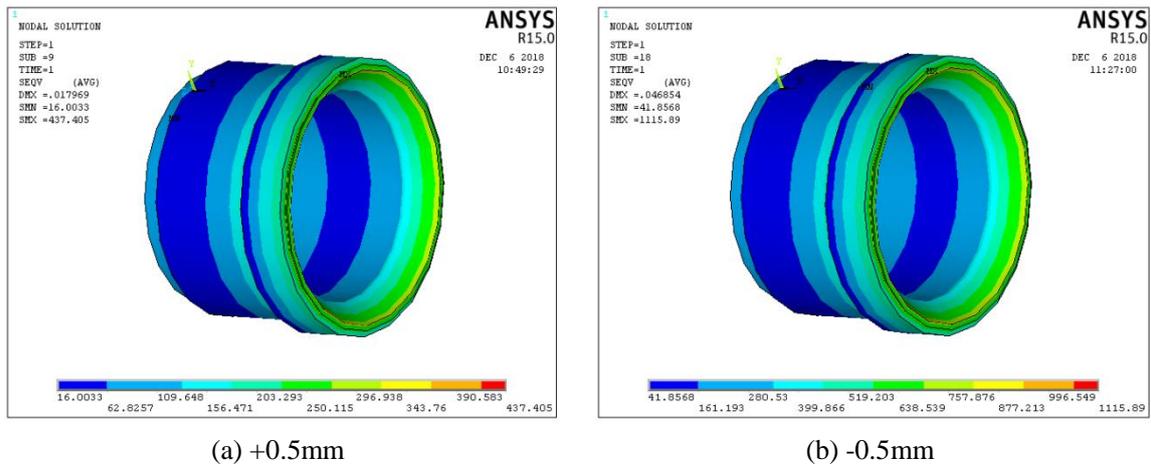


图3.39 最大长度偏差时扩口导管的等效应力分布

3.7 本章小结

本章首先基于金属密封机理研究了管路连接件的基本密封原理，分析了密封性能的影响因素，提出了有效密封的判定条件。然后考虑到连接件表面质量和粗糙度的影响，研究了摩擦系数对密封性能的影响规律：同一拧紧力矩下，随着摩擦系数的增大，螺母产生的轴向预紧力反而减小，密封性能也随之降低。接着，研究了拧紧力矩对密封性能的影响规律：在一定范围内，随着拧紧力矩的增大，管路连接件的密封性能也将增强；但拧紧力矩超过某一极限值，扩口导管上较大的装配应力将超过结构的承载极限，容易发生破坏而导致泄漏或其他故障。

最后，研究了几种典型的装配偏差对密封性能的影响。其中，角度偏差和径向偏差都会使管路连接件的密封性能降低，并且会使扩口导管的部分区域产生较大的装配应力，使管路连接件产生破坏而出现泄漏或其他故障。长度偏差主要有两个方向，当扩口导管偏离管接头时，随着偏差值的增大，密封性能将会降低；当扩口导管偏向管接头时，随着偏差值的增大，密封性能将会增强，但此时管路连接件将承受较大的装配应力，可能超过承载极限而发生破坏，密封性能反而降低。

第四章 管道安装应力智能检测技术研究

4.1 引言

管道在实际安装中存在一定的初始安装应力，安装应力过小会影响导管与管接头的过盈配合，导致密封区域的接触应力不足，无法实现有效密封；安装应力过大会使管路连接件超过其承载极限，破坏结构的完整性，导致出现泄漏问题。本章针对导管装配偏差问题构建了管道安装应力检测试验台，模拟了管道的初始安装应力，并利用锤击法进行了管道模态试验，得到了安装应力对管道固有特性的影响规律；在此基础上，研究了管道安装应力智能检测技术，基于VC++开发了管道安装应力检测系统，并利用试验台安装应力试验数据进行了方法验证。

4.2 导管有安装应力下的模态分析

根据结构动力学理论，装配应力的存在会改变导管的物理特性（质量、阻尼和刚度），从而对其动力响应特性产生影响，如频响函数，固有频率、模态振型等都会受装配应力影响而发生变化^[88]。如果能准确识别结构物理特性和动力响应的内在联系，便可以结合实验模态技术有效地判断结构的安装状态。对于多自由度线性系统，设 $[M]$ 为质量矩阵， $[C]$ 为阻尼矩阵， $[K]$ 为刚度矩阵， $\{x(t)\}$ 为位移矢量，此时结构的自由振动微分方程可写成矩阵形式：

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\} \quad (4-1)$$

设系统第*i*阶固有振动为：

$$x(t) = \{\phi_i\} \sin(\omega_i t) \quad (4-2)$$

其中 ω_i 为第*i*阶固有频率， $\{\phi_i\}$ 为第*i*阶固有振型， $i=1,2,\dots,N$ 。由于管道结构阻尼影响较小，可暂时忽略，将式(4-2)带入式(4-1)得：

$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\phi_i\} = 0 \quad (4-3)$$

将式(4-3)两边同乘以 $\{\phi_i\}^T$ ，整理可得，

$$\omega_i^2 = \frac{\{\phi_i\}^T [K] \{\phi_i\}}{\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\}} \quad (4-4)$$

式(4-4)即为无安装应力时第*i*阶的固有角频率 ω_i 。

对于有安装应力作用下的管道结构，其质量矩阵 $[M]$ 基本不受影响，刚度矩阵 $[K]$ 受影响较大。设 $[K]$ 在安装应力影响下产生的变化量为 $[\Delta K]$ ，则其在安装应力作用下的第*i*阶固有频率 ω_i' 可表示为：

$$\omega_i'^2 = \frac{\{\phi_i\}^T ([K] + [\Delta K]) \{\phi_i\}}{\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\}} = \omega_i^2 + \frac{\{\phi_i\}^T [\Delta K] \{\phi_i\}}{\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\}} = \omega_i^2 + \Delta\omega_i^2 \quad (4-5)$$

其中， $\Delta\omega_i$ 即为安装应力下的模态频率变化。

4.3 管道试验台安装应力检测

4.3.1 管道安装应力检测试验台

为了模拟导管的实际安装情况，设计搭建了管道安装应力检测试验台，如图 4.1 所示。该试验台主要由导管，管接头，三爪卡盘等组成，三爪卡盘固定竖直导管两端，并由地脚螺栓锁定在试验平台的滑道上。在进行安装应力检测时，将右侧三爪卡盘使用地脚螺栓完全锁死，左侧三爪卡盘可以沿着滑道横向平移不同距离，管接头附近将随之产生不同的安装应力。实验主要通过通过对导管施加强迫位移来模拟安装过程中存在的装配偏差和装配应力问题。

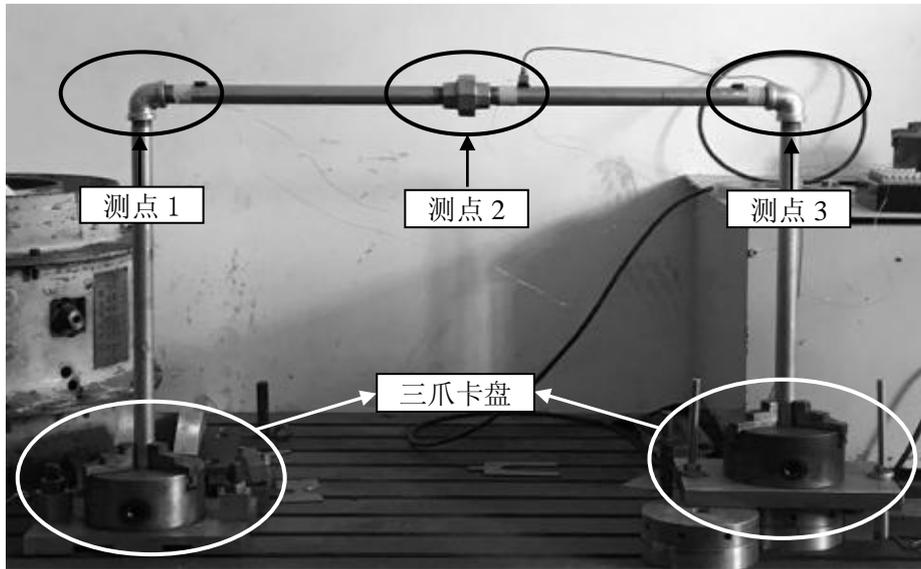


图 4.1 导管安装应力试验台现场图

4.3.2 试验测试设备介绍

管道安装应力检测系统主要包括试验测试设备与数据采集系统，如图 4.2 所示。其中，试验测试设备包括力锤、加速度传感器、应变片及连接桥路、应变放大器等，主要是完成应力测试与模态敲击；数据采集系统包括计算机、NI 数据采集器、模态分析系统等，主要是完成力和加速度信号的采集和分析，获取试验台敲击的频响函数。

试验台传感器的具体布置如图 4.3 所示，从左到右 3 个管接头附近都布置了应力测点，测试管接头在不同装配条件下的应力变化；同时将 3 个加速度传感器也分别安装在管接头附近，利用锤击法进行导管模态试验，获取测试点的原点频响函数。

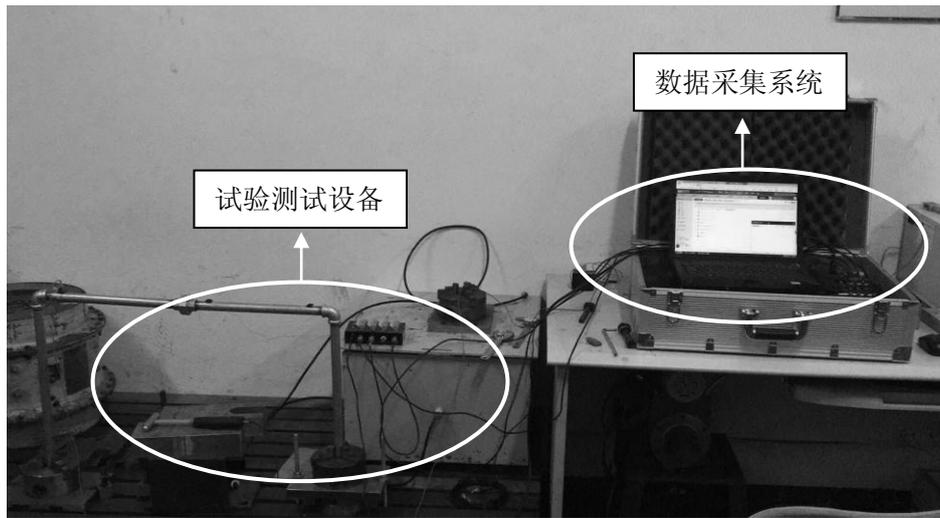


图 4.2 测试系统现场图

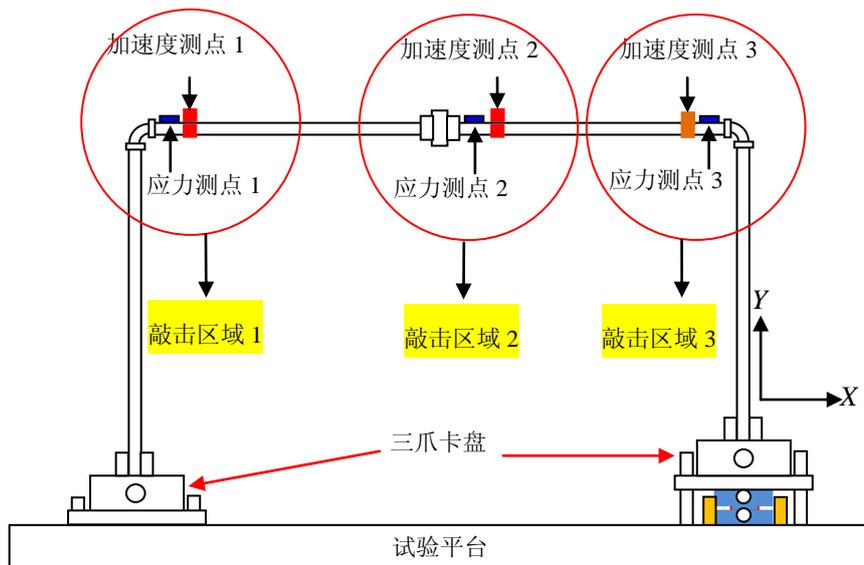


图 4.3 试验台传感器布置图

(1) 美国 ENDEVCO 公司 30927 型力锤

试验采用的力锤主要由锤头和力传感器构成，如图 4.4 所示。通过力锤敲击被测结构部件，可迅速获得该部件的谐振频率和模态参数，也可以配合不同的锤头得到不同的脉宽和频响。力传感器适用于测量动态、准静态的振动和冲击力、机械结构的拉伸和压缩力；与激振器配合，能够测量激振力；与加速度传感器、速度传感器配合可测量机械阻抗。力锤的主要性能参数如表 4.1 所示。

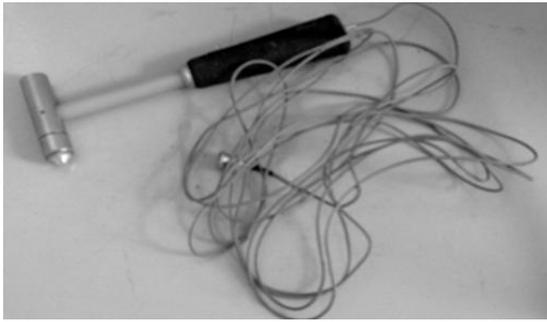


图 4.4 30927 型力锤



图 4.5 B&K4508 加速度传感器

表 4.1 30927 型力锤性能参数

参数	数值
测量范围(N)	0~5000
灵敏度 (mV/N)	22.7
力传感器固有频率 (kHz)	50
最大响应频率 (kHz)	10
最大冲击力 (N)	1000
输出	IEPE

(2) B&K4508 型 ICP 加速度传感器

试验采用的加速度传感器如图 4.5 所示。实际测试中通常使用加速度传感器来获取振动信号，因为加速度参量相比于位移和速度更加方便高效，同时对加速度信号进行数值积分也可以得到速度和位移信号。B&K4508 型加速度传感器的主要性能参数如表 4.2 所示。

表 4.2 B&K4508 加速度传感器性能参数

参数	数值
参考灵敏度	97.82mV/g
频率范围	0.1Hz ~ 8kHz ($\pm 10\%$)
量程	714g
最大横向灵敏度比	$\leq 5\%$
重量	4.8 克
使用温度范围	-54~121℃

(3) BX120-3AA 箔式应变片及 JM3860 应变放大器

试验采用箔式电阻应变片和应变放大器对管道进行应力应变测量。通过粘和剂将应变片粘合在管道上，当管道应力发生变化时，电阻应变片的阻值将随着结构的形变发生改变，电阻两端的电压也将发生变化。然而，这种应变片受力时的阻值变化通常较小，一般需要组成应变电

桥并通过应变放大器进行放大，再传输给数据采集系统显示应力应变值。本试验主要采用 BX120-3AA 箔式电阻应变片和 JM3860 应变放大器，其中，BX120-3AA 应变片如图 4.6 所示，其主要性能参数如表 4.3 所示。

表 4.3 BX120-3AA 箔式电阻应变片性能参数

参数	数值
电阻值	120±1Ω 以内
对平均值的偏差	≤0.3Ω
供电电压	3-10V
灵敏系数	2.0±1%
引线规格	镀银线或漆包线 3cm
应变极限	20000um/m
适用温度常温	-30℃到 60℃
室温绝缘电阻	10000MΩ
机械滞后	1.2um/m

JM3860 应变放大器主要有以下四种接线方式，本试验采用的接入方式为 c，按 1/4 桥（120 欧应变片）接入，如图 4.7 所示。

- a、全桥：开关都置于关状态；按全桥接法分别接入 A、B、C、D
- b、半桥：RQC：关；RCD：开；RAD：开；按半桥接法分别接入 A、B、C
- c、1/4 桥（120 欧应变片）：RQC：开；RCD：开；RAD：开；工作片接入 A、Q
- d、1/4 桥（三线制：120 欧应变片）：RQC：关；RCD：开；RAD：关；工作片单线接入 A；双线分别接入 B、Q

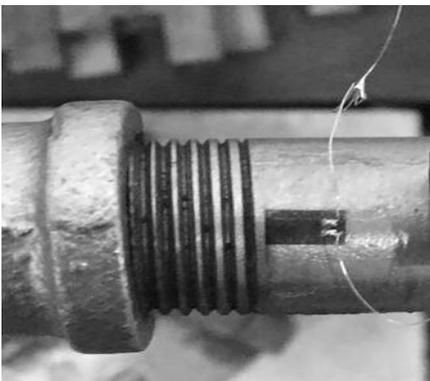


图 4.6 BX120-3AA 箔式电阻应变片

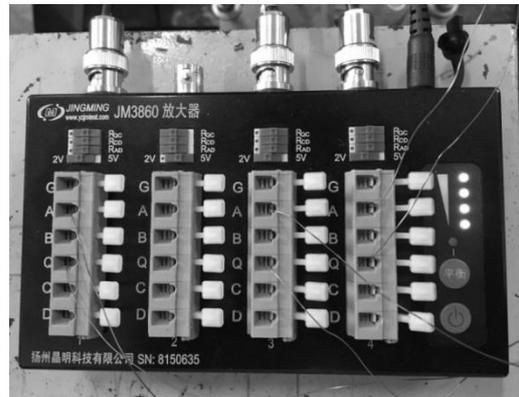


图 4.7 JM3860 应变放大器

(4) NI 数据采集卡



图 4.8 NI9234 采集卡

试验采用的数据采集卡是 NI 公司的 USB-9234 采集卡, 如图 4.8 所示。该采集卡共有 4 条输入通道, 每条通道可同时以 51.2kHz 对信号进行数字化处理。因此可以将其与力锤与加速度传感器相连接, 进行高精度地信号采集, 通过对力信号与加速度信号的数字处理, 可以获得管道模态敲击的频率响应函数。

4.3.3 管道安装应力测试

4.3.3.1 试验台测试结果

调节左侧三爪卡盘的横向位移, 测试管接头附近 3 个测点的应力变化, 如表 4.4 所示。可以发现每个测点的应力都会随着三爪卡盘横向位移的增加而变大, 基本符合强迫位移作用下安装应力的变化规律。为了直观地判断安装应力随装配偏差(强迫位移)的变化趋势, 作出图 4.9 所示的安装应力变化曲线。可以发现随着左侧三爪卡盘横向位移的增加, 测点 1 应力呈负向升高趋势, 且相同装配情形下应力值都大于其他两测点, 导管最左侧管接头上部受挤压作用明显; 测点 2 应力也呈负向升高趋势, 但应力值均小于测点 1 且变化趋势逐渐平缓, 主要是导管中间管接头连接处间隙过大, 部分的弹性变形引起管接头附近应力变化趋缓; 测点 3 应力也呈负向升高趋势, 但总体幅值变化较前两个测点偏小, 说明导管左侧的横向强迫位移对最右侧管接头的应力影响相对较小。

表 4.4 试验台安装应力变化表 (单位: MPa)

装配情形	三爪卡盘横向位移 /mm	应力测点 1	应力测点 2	应力测点 3
1	0	0	0	0
2	3	-9.2	-6.2	-1.9
3	6	-20.8	-16.7	-7.1
4	9	-29.5	-19.8	-13.4
5	12	-40	-26.5	-16.2

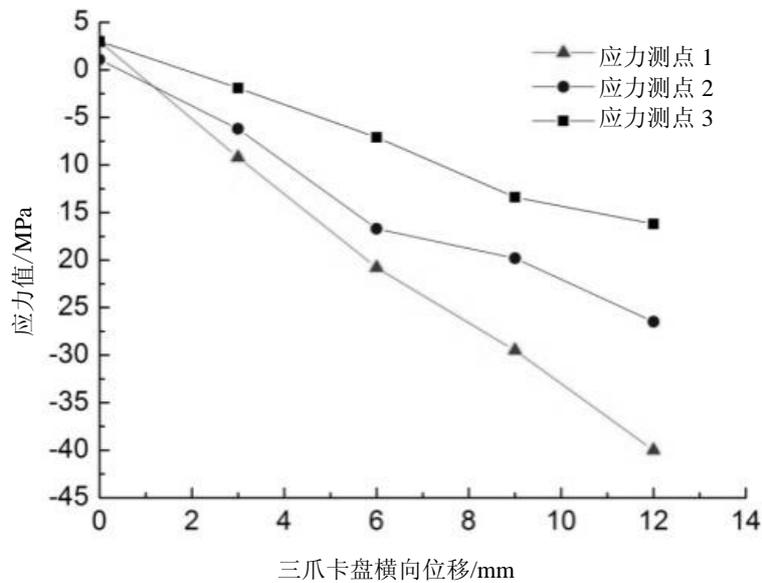


图 4.9 导管安装应力变化实验图

4.3.3.2 ANSYS 仿真结果

为了验证管道安装应力随装配偏差的变化规律是否正确，选择通过 ANSYS 软件建立管道试验台有限元模型进行仿真对比，仿真结果如表 4.5 所示，导管安装应力仿真变化趋势如图 4.10 所示。可以发现随着三爪卡盘横向位移的增加，3 个应力测点的安装应力都呈现逐渐变大的趋势，并且同一装配情形下测点 1、测点 2、测点 3 的应力值递减，最左侧管接头处应力最大，受横向强迫位移的影响最为明显。通过对比发现仿真与试验的安装应力变化趋势基本一致，证明了试验台安装应力模拟的准确性与有效性。

表 4.5 仿真安装应力变化表（单位：MPa）

装配情形	三爪卡盘横向位移/mm	应力测点 1	应力测点 2	应力测点 3
1	0	0	0	0
2	1	-10	-8	-7
3	2	-20	-16	-14
4	3	-33	-25	-21
5	4	-38	-32	-27
6	5	-47	-41	-35

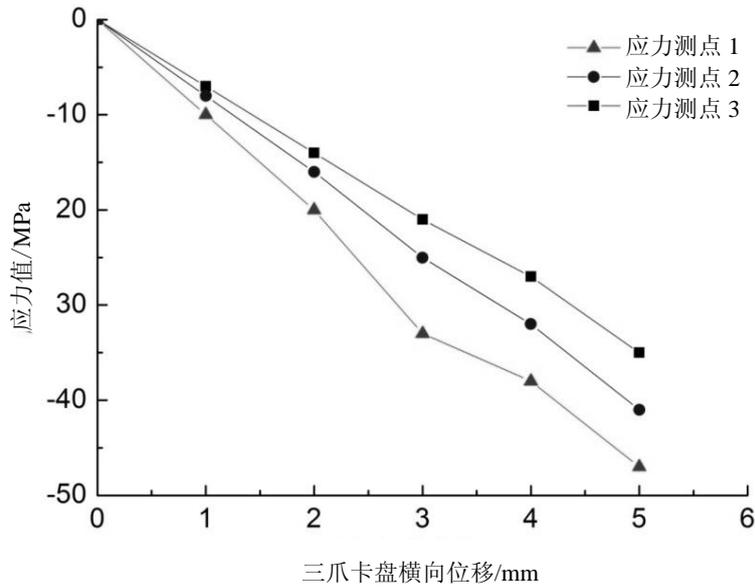


图 4.10 导管安装应力变化仿真图

4.3.4 基于锤击法的导管模态试验

采用锤击法进行导管模态试验主要是通过力锤敲击导管的激振点来实现。首先锤头通过瞬时敲击把宽频脉冲施加给被测导管，然后对力锤获得的激励力信号和导管上的加速度响应信号进行放大、采样和 FFT 处理，获得与 $u_i(t)$ 、 $f_j(t)$ 成比例的离散形式的 Fourier 谱 $U_i(\omega_k)$ 和 $F_j(\omega_k)$ ，最后可以得到被测导管的频率响应函数：

$$H_{ij}(\omega_k) = \frac{U_i(\omega_k)}{F_j(\omega_k)}, \quad k=1,2,\dots \quad (4-6)$$

锤击法只需要一次敲击便可以获得导管的一个原点频响函数，效率非常高；但是敲击质量受人为因素影响较大，得到的频响函数相比于正弦慢扫法误差要高，因此通常采用多次敲击取平均值的方法来减小误差。

在正常安装状态和预加安装应力状态下分别进行模态试验，如图 4.11 所示。在管接头处安装 B&K 加速度传感器，使用 30927 型力锤敲击管接头附近，然后利用 NI 数据采集器获取加速度响应信号和锤击力信号，通过自行开发的管道安装应力检测软件 PASTS 进行信号处理，从而获得敲击点的原点频响函数。分别在三处管接头附近进行模态敲击试验，每个测点进行 15 次敲击，测取三个测点的原点频响函数。

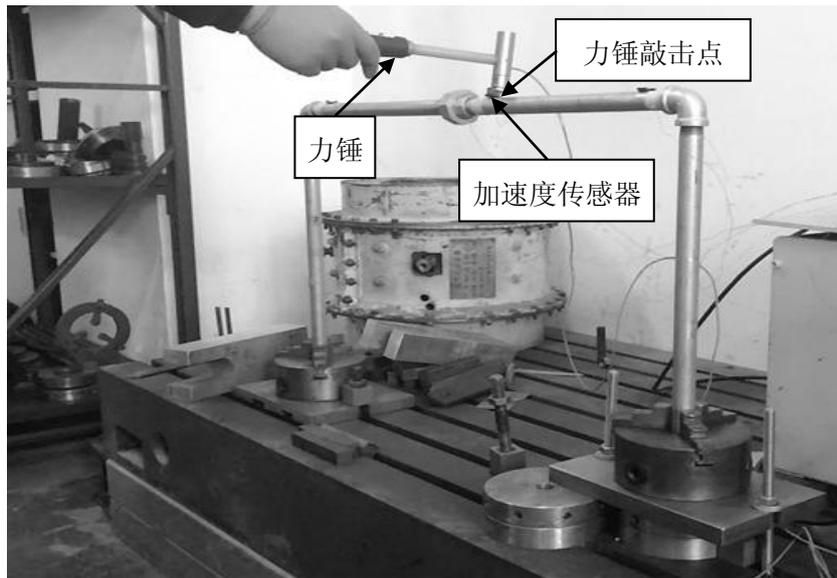
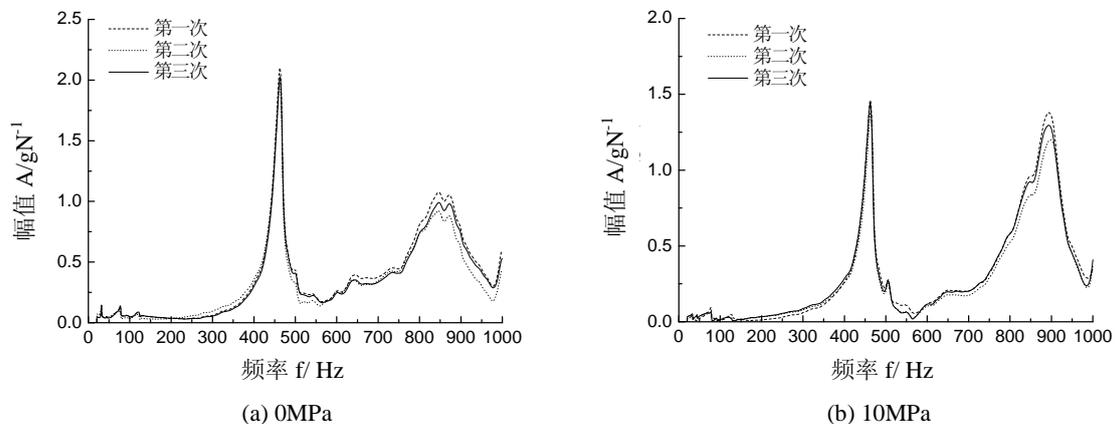


图 4.11 导管模态试验

4.3.5 试验结果分析

以测点 1 的装配应力作为标准分为 4 种情况：0MPa、10MPa、20MPa、30MPa，其中 0MPa 为正常安装情形，其余即为带预应力安装情形。每种情况下都对三个测点分别进行 15 次模态敲击试验，现选取某次典型试验，分析比较不同装配应力下管道频响函数的差异。

图 4.12、图 4.14、图 4.16 分别为测点 1、测点 2 和测点 3 在不同装配应力下多次敲击得到的原点频响函数；图 4.13、图 4.15、图 4.17 分别为测点 1、测点 2 和测点 3 在不同装配应力下频响函数的分段对比。从图中的频响函数变化规律可以看出：在同一装配应力下三次敲击导管得出的频响函数曲线基本一致，可以验证本次模态试验的有效性和可靠性；在不同的装配应力下频响函数存在明显差别，主要表现在函数共振峰位置和大小变化。如果能够发现导管装配应力对频响函数的影响规律，识别出带装配应力下的频响函数与正常装配时（无装配应力）的差别，则能够对导管装配应力的异常情况进行检测。



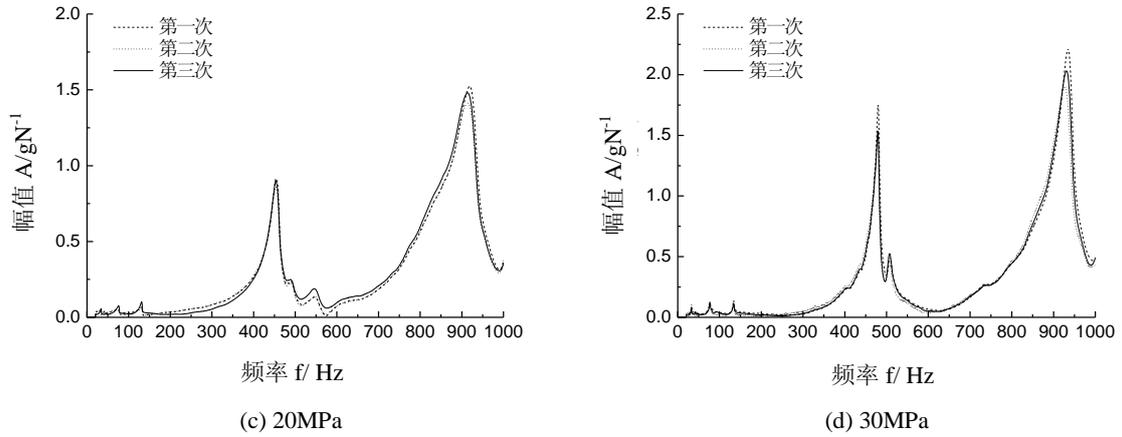


图 4.12 测点 1 不同装配应力下的频响函数

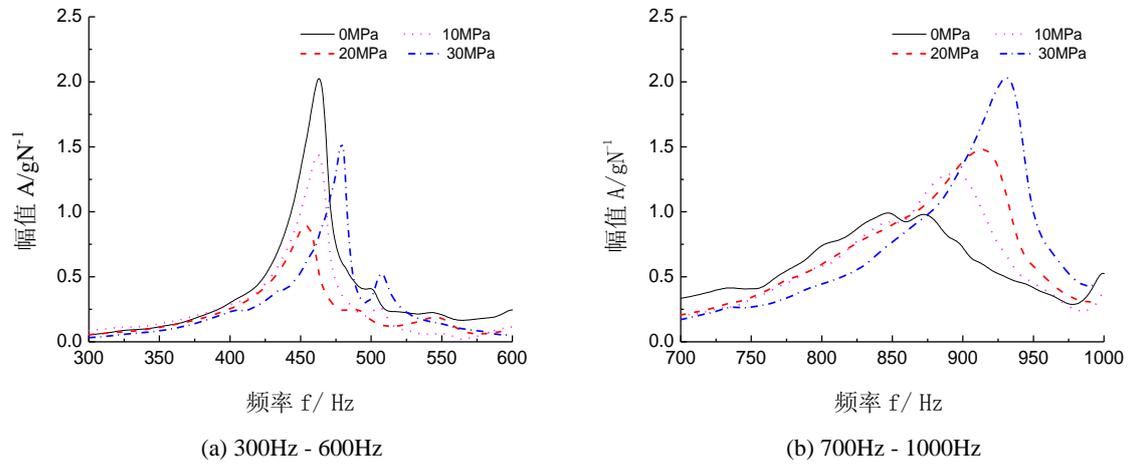
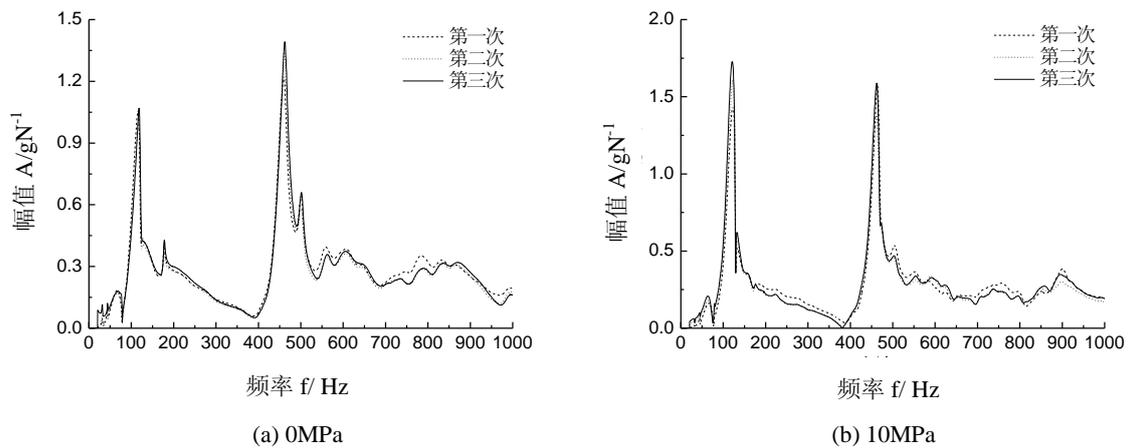


图 4.13 测点 1 不同装配应力下的频响函数分段比较



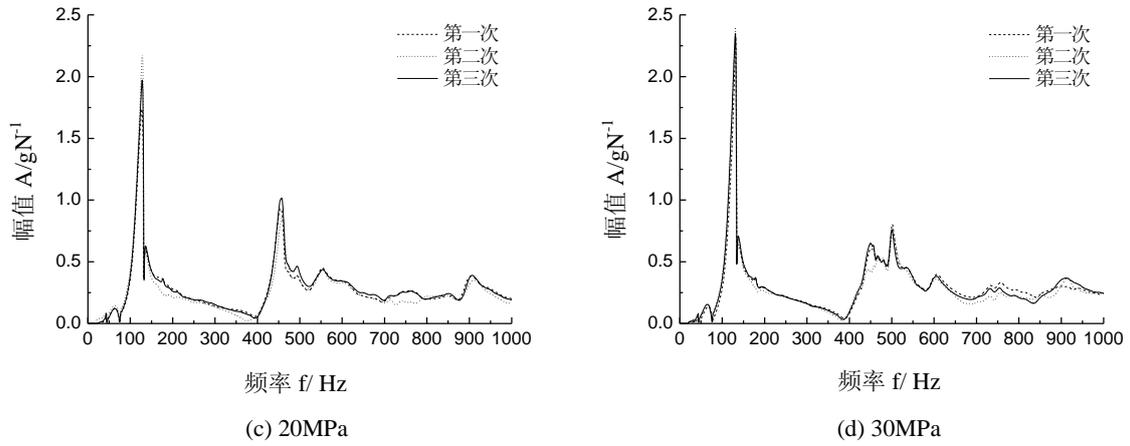


图 4.14 测点 2 不同装配应力下的频响函数

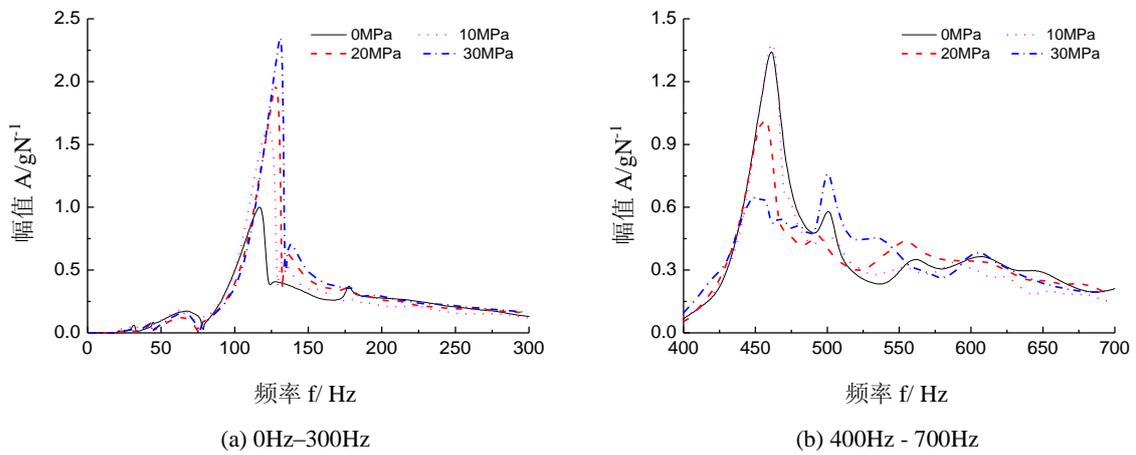
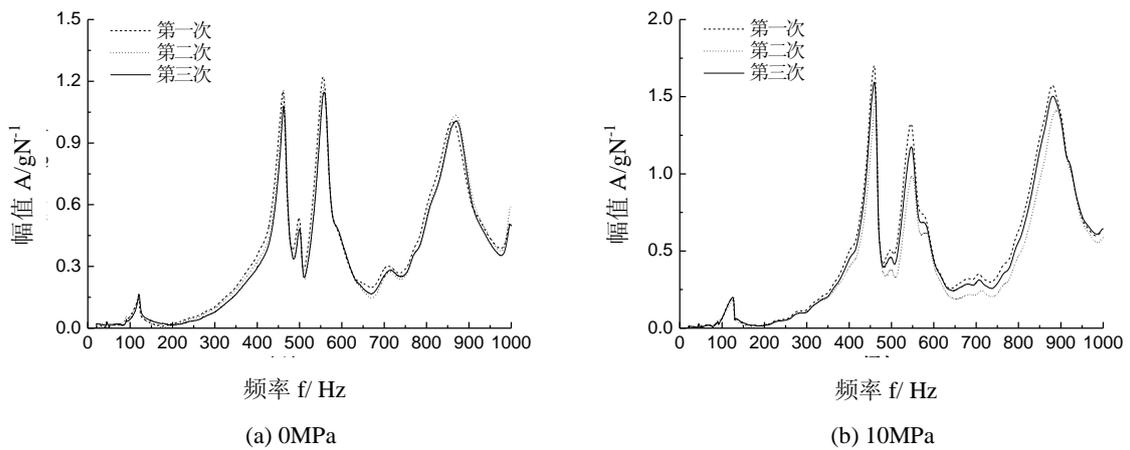


图 4.15 测点 2 不同装配应力下的频响函数分频段比较



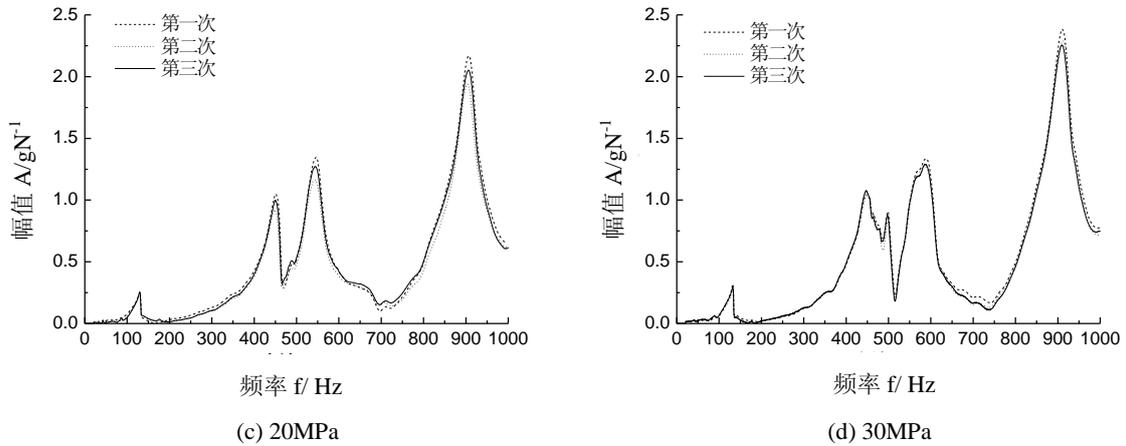


图 4.16 测点 3 不同装配应力下的频响函数

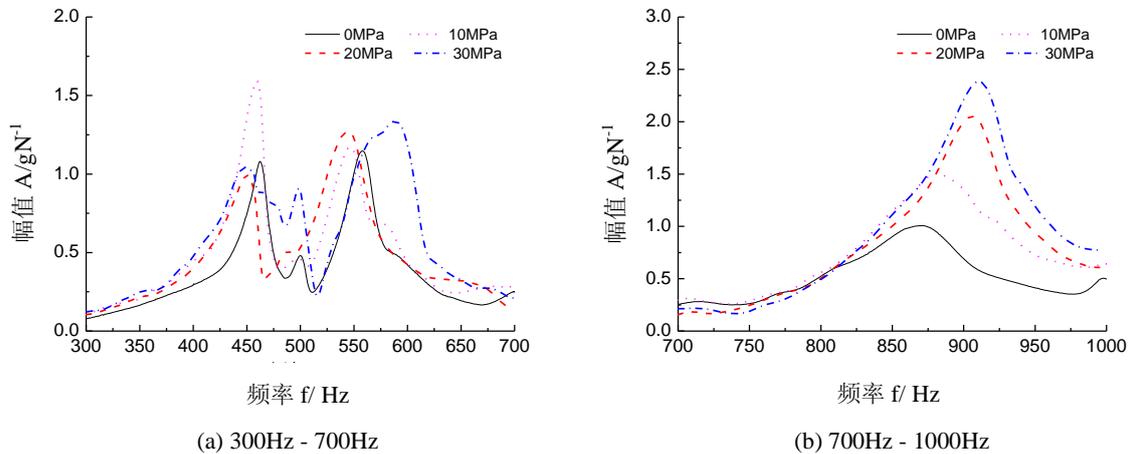


图 4.17 测点 3 不同装配应力下的频响函数分段比较

4.4 管道安装应力检测系统开发

4.4.1 系统开发构想

根据上述管道安装应力对频响函数影响规律的研究，发现不同安装应力下管道频响函数共振峰的大小和位置存在明显差异，如果能有效识别出频响函数在不同安装应力下的差别，则能够对管道的装配质量进行检测与控制，这对于指导管道安装具有极高的工程应用价值。本文基于模态测试技术与 VC++6.0 软件自主开发了管道安装应力检测系统 PASTS (Pipe Assembly Stress Test System)。该系统以某型管道作为测试对象，将正常安装情况下的频响函数作为标准样本，建立标准样本数据库；然后将其他待测样本的频响函数与标准样本进行分析对比，确定该样本是否满足要求：若该样本匹配度较低，则认为安装质量较差；若匹配度较高，则认为安装质量较高，并将其导入标准样本数据库；通过多次的对比和判断可以对标准数据库进行补充与更新，逐步提高标准数据库的准确性与通用性。系统的开发构想如图 4.18 所示。

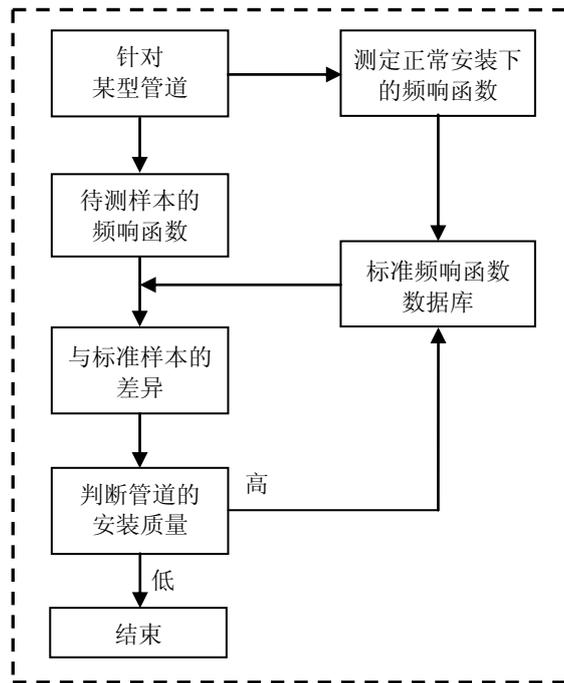


图 4.18 管道安装应力检测系统开发构想

4.4.2 系统模块设计

为了实现管道安装应力检测系统的开发构想，需要完成相关功能模块的设计，主要包括系统设置、数据采集、模态分析、标准样本设置、安装应力检测等。系统以 Windows XP 作为开发平台，以 VC++6.0 作为开发工具，以 Microsoft Access 2000 作为数据库基础，总体的框架设计如图 4.19 所示。

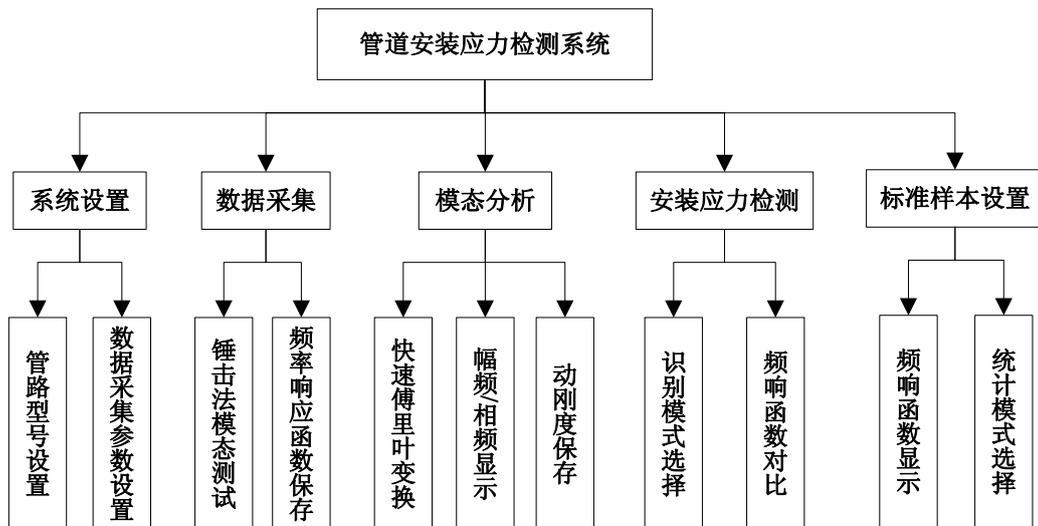


图 4.19 安装应力检测系统总体框架设计

4.4.3 系统功能介绍

4.4.3.1 系统设置与数据采集

系统设置主要包括管路型号设置与数据采集参数设置，系统主界面如图 4.20 所示。管路型号设置主要是根据实际安装情况保存管道的安装位置、具体编号等信息；数据采集参数主要包括数据采集通道、传感器参数、数值显示范围等的设置。

数据采集主要通过数据采集器接口 NI-9234 完成对锤击法模态试验的数据采集工作，具体包括力锤的激振力、振动加速度等。其中，使用 NI cAQ-9162 采集模块可以实现 4 通道数据采集，使用 NI cAQ-9178 采集模块可以实现 8 通道数据采集。系统可以直接显示敲击时的冲击力激励曲线和加速度响应曲线，同时对试验采集的数据进行模态分析，将得到的频率响应函数保存，用于标准样本数据库的建立。

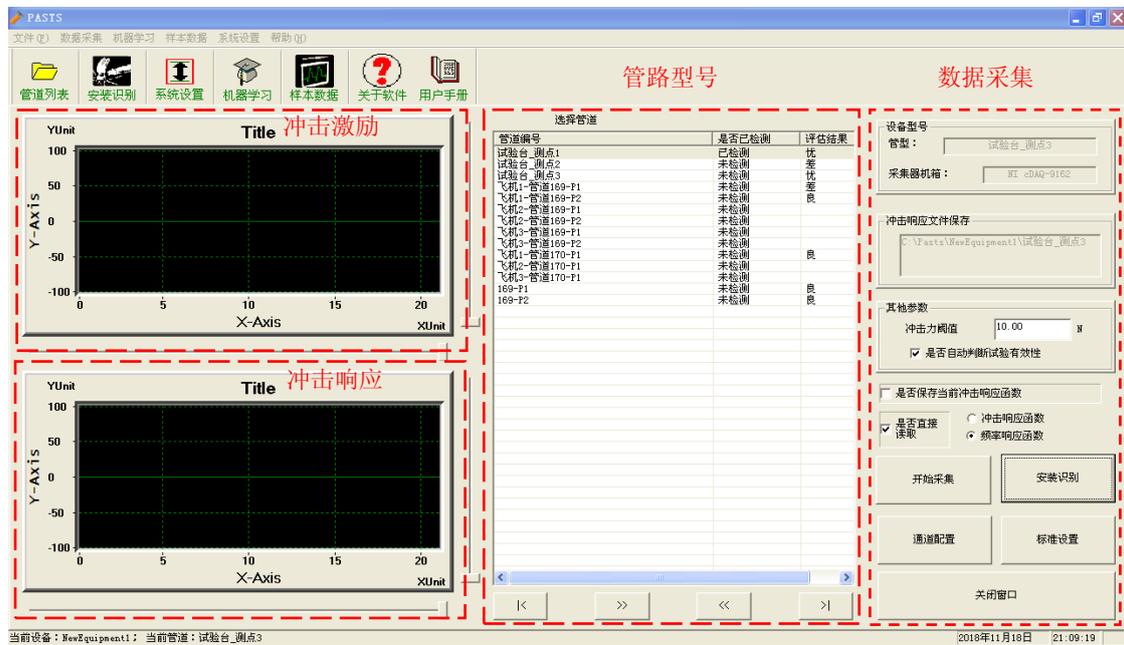
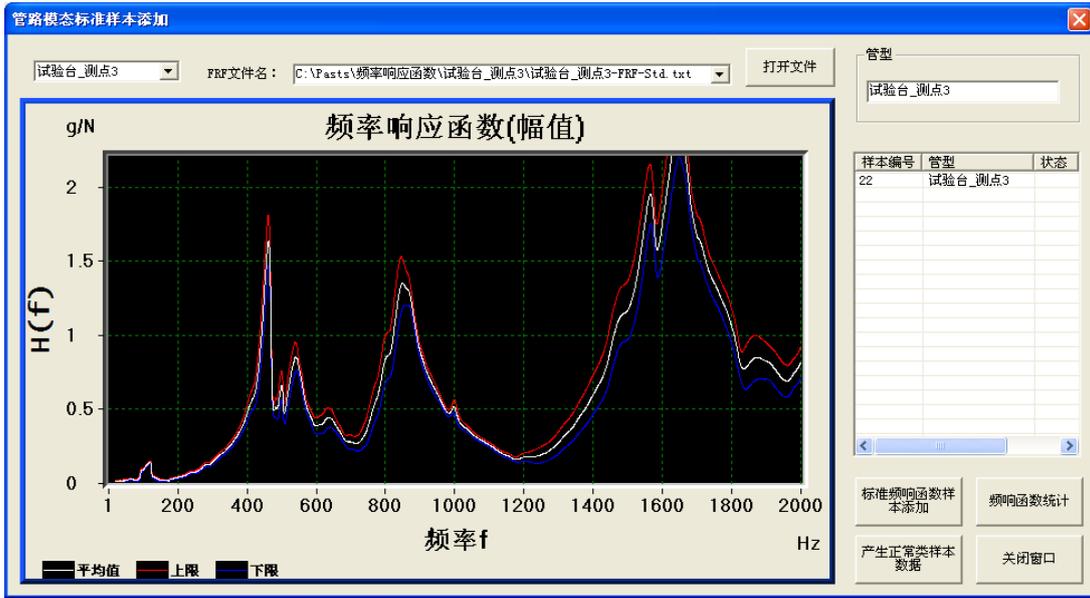


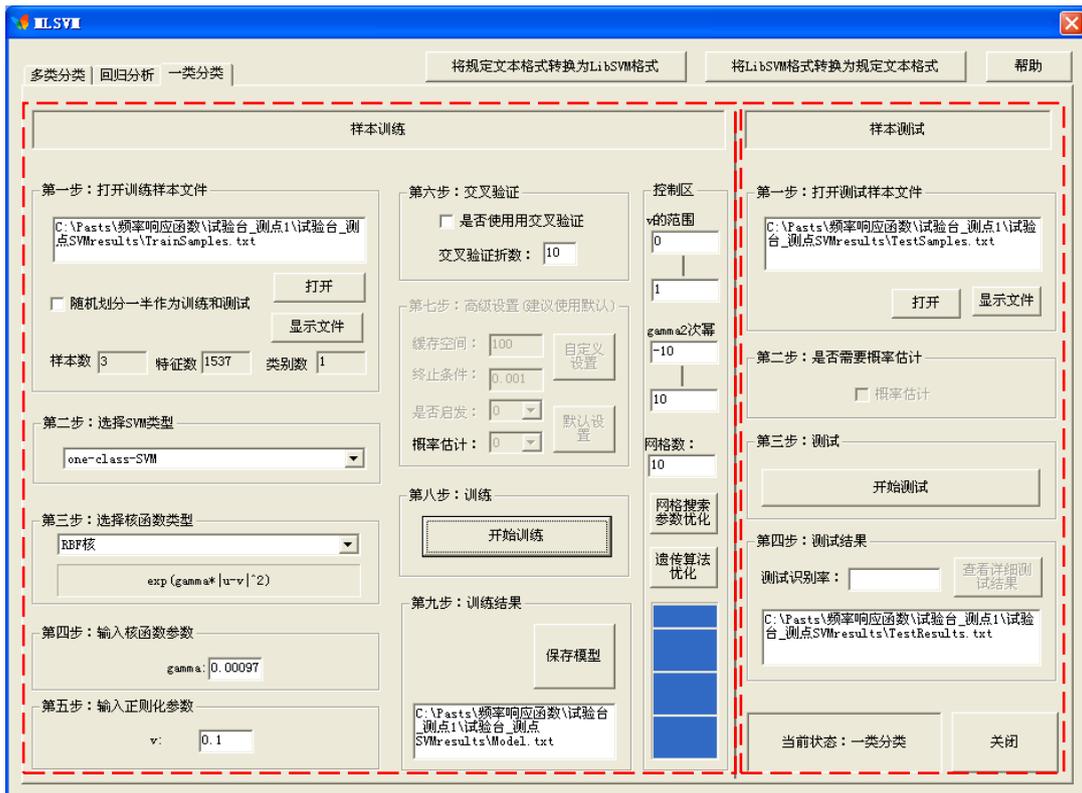
图 4.20 管道安装应力检测系统主界面

4.4.3.2 标准样本设置

通过模态分析可以得到大量的频响函数样本，为了建立标准样本数据库，需要对大量样本进行数值统计与分析。本文采用了两种不同的标准样本建立方法，一种是基于数值统计的平均值法，如图 4.21(a)所示，主要是对大量的频响函数样本进行平均，将得到的平均频响函数作为标准样本。另一种是基于一类支持向量机的标准频响函数方法，如图 4.21(b)所示，对正常安装的频响函数进行训练作为标准样本，对待测样本进行检测与识别，通过识别结果进行安装质量判定。对于质量较好的样本可以导入标准样本数据库，完成数据库的补充与更新。



(a) 基于数值统计得到平均频响函数方法



(b) 基于一类支持向量机的标准频响函数方法

图 4.21 标准样本设置界面

4.4.3.3 安装应力检测

完成标准样本数据库的建立后，便可以针对具体管路进行安装应力检测，安装应力检测系统对于管道现场测试或者之前保存的模态敲击结果都具有较好的识别效果。某次管道装配完成后得到的检测结果如图 4.22 所示，采用的是第一种平均值法，首先对大量的数据样本进行平均得到标准样本数据库，再通过将单次敲击结果与标准样本进行比对，以“匹配度”结果来判断管道安装质量的优劣和安装应力的大小。也可以选择第二种检测模式，即基于一类支持向量机建立标准样本数据库，然后通过对比频响函数判断管道的安装质量。

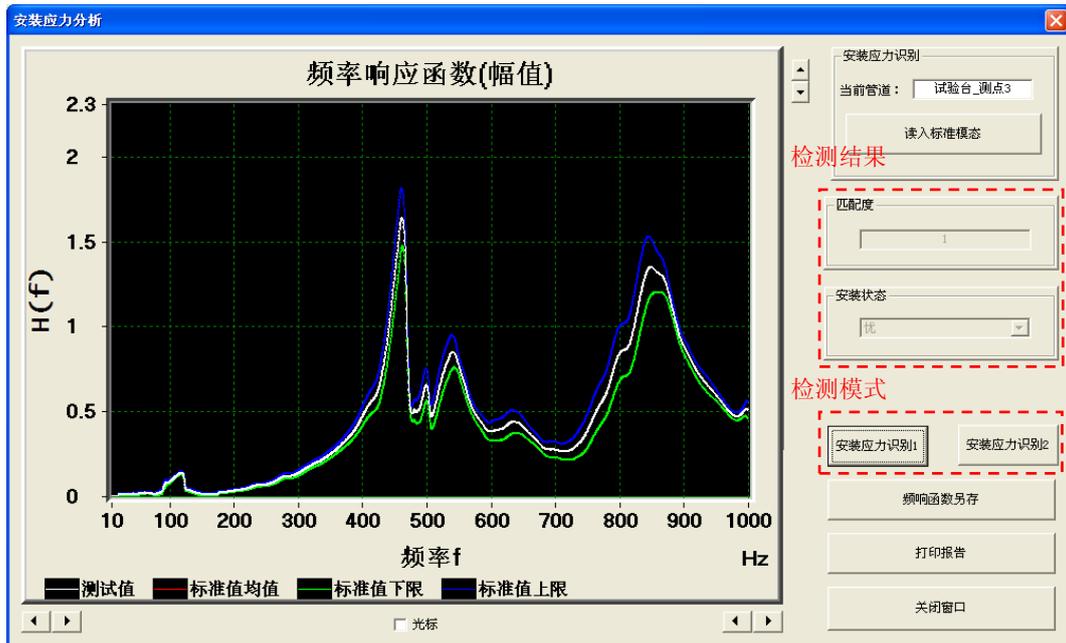


图 4.22 安装应力检测界面

4.5 基于一类支持向量机的装配应力异常检测

一类分类法属于单值分类，在对管道装配应力进行状态评估时，仅仅利用了正常状态的样本数据进行学习，再对未知状态的样本进行分类。在实际的工程应用中，容易获得正常装配下的频率响应函数，而一般异常装配的原因很多，难于统计，仅仅需要对异常装配状态进行判别，而不必进行分类。因此，只需要通过正常状态数据就能够识别出管道装配是否异常，尽管异常的具体原因无法确定，但识别出装配异常就可以预防管道故障的发生，这对于在飞机管道装配期间有效地控制管道故障具有极高的工程应用价值。

4.5.1 一类分类原理

一类分类法，也称为单分类问题，实际上是对作为学习样本的目标样本的分布 A 做出正确的描述，对未知样本 x 的分类就是检验该未知样本是否服从 A 分布。如果该未知样本服从 A 分

布，则接受该未知样本为目标样本，否则拒绝接受，即将该未知样本分类为非目标样本，所以单分类问题也叫做数据描述^[89]。

设训练数据集 $x_k \in R^n (k = 1, \dots, n)$ ，Scholkopf 提出的一类支持向量机（One-Class SVM，1C-SVM）的基本算法如下：

$$\min_{\omega, b, \xi, \rho} \frac{1}{2} \omega^T \omega - \rho + \frac{1}{\nu n} \sum_{i=1}^n \xi_i$$

$$\begin{cases} \omega^T \phi(x_i) \geq \rho - \xi_i \\ \xi_i \geq 0, i = 1, \dots, n_i \end{cases} \quad (4-7)$$

上式可转化为求解：

$$\min_{\alpha} \frac{1}{2} \alpha^T Q_{ij} \alpha$$

$$\begin{cases} 0 \leq \alpha_i \leq \frac{1}{\nu n}, i = 1, \dots, n \\ e^T \alpha = 1 \end{cases} \quad (4-8)$$

其中，

$$Q_{ij} = K(x_i, x_j) = \phi(x_k)^T \phi(x_l) \quad (4-9)$$

决策函数为：

$$f(x) = \text{sign} \left\{ \sum_{i=1}^n \alpha_i K(x, x_i) - \rho \right\} \quad (4-10)$$

$$g(x) = \sum_{i=1}^n \alpha_i K(x, x_i) - \rho \quad (4-11)$$

$$h(x) = \left[\sum_{i=1}^n \alpha_i K(x, x_i) - \rho \right] + 0.95 \quad (4-12)$$

一类支持向量机是用超平面来描述数据，当只有正常数据样本进行机器学习时，利用正常样本对支持向量机进行训练，得到学习后的数据边界，如图 4.23 所示。

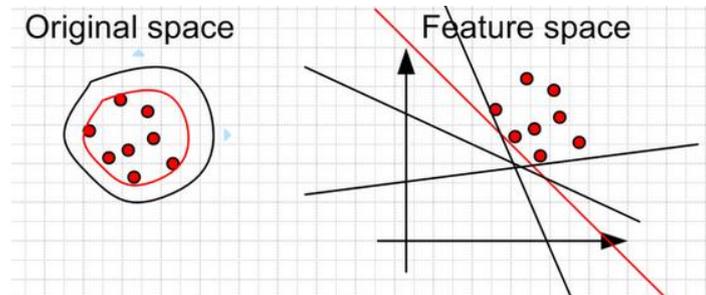


图 4.23 一类分类模型图

其中，公式(4-10)为符号函数，可对测试数据进行分类，结果为“+1”表示该数据为正常类，结果为“-1”表示为异常类。公式(4-11)可得到具体的数值，能够判别测试数据是否正常以及偏离正常的程度。以“0”为分界点，当 $g(x)$ 为正数时，可判断其为正常状态；当 $g(x)$ 为负数时，其值越小，即绝对值越大，表明数据偏离正常类越远，如图4.24所示。

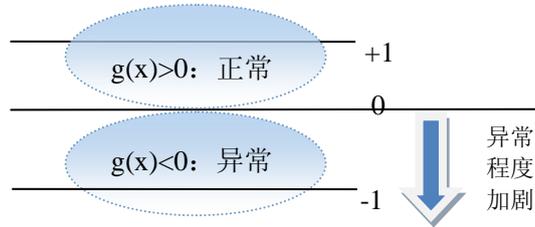


图 4.24 一类分类实现模型

因此，可根据公式(4-11)建立公式(4-12)所示的管道装配质量函数 $h(x)$ 。 $h(x)$ 数值越大，表明管道装配越接近正常情况； $h(x)$ 数值越小，表明管道装配应力越大，装配质量越偏离正常情况。 $h(x)$ 函数能够定量地描述管道的装配质量。

4.5.2 管道装配应力检测流程

在管道装配应力检测中，正常装配管道的频响函数容易得到，可以确定其为检测目标，通过正常装配下的频响函数来识别异常装配下的频响函数。本文拟定采用一类支持向量机(1C-SVM)来实现对管道异常装配情况的在线检测，具体的检测流程如图4.25所示。在检测过程中，首先对采集到的正常装配下的频响函数通过特征提取形成训练样本集，然后对正常样本集进行1C-SVM学习，得到管道装配应力检测器，形成正常域。接下来，将待检样本的频响函数输入到管道装配应力检测器中，通过运算得到故障检测判据，判断出该检测样本是否在正常域内。如果在，则判断为正常样本，对标准样本数据库进行补充与更新；如果不在，则判断为装配状态异常。

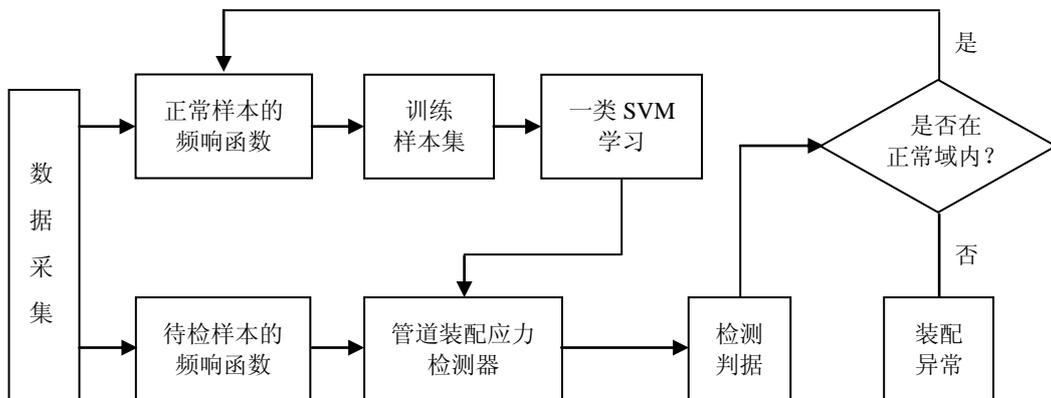


图 4.25 基于一类支持向量机的管道装配应力异常检测流程图

4.5.3 检测结果分析

按照管道装配应力检测流程对试验台的频响函数数据样本进行检测。在机器学习中，输入一类支持向量机（1C-SVM）的数据为敲击得到的原点频响函数样本，样本的一列为频率，另一列为各频率点下的频响函数幅值，即从 60Hz 到 1000Hz 共计 1537 维的高维向量。表 4.6 至表 4.8 分别为测点 1、测点 2 和测点 3 的安装应力检测结果。其中，利用无安装应力（0MPa）下的多组频响函数进行 1C-SVM 学习，对其他安装应力下的频响函数进行测试和分类。

表 4.6 测点 1 的管道安装应力检测结果

样本序号	0MPa	10MPa	20MPa	30MPa
1	0.9523	0.9236	0.8848	0.8284
2	0.9519	0.9212	0.8624	0.8321
3	0.9504	0.9206	0.8874	0.8379
4	0.9499	0.9153	0.8831	0.823
5	0.9502	0.9234	0.88	0.8248
6	0.9487	0.9212	0.8835	0.8332
7	0.95	0.9178	0.8848	0.8272
8	0.95	0.9189	0.8875	0.8284
9	0.9525	0.9217	0.8746	0.8421
10	0.9448	0.9213	0.8908	0.8125

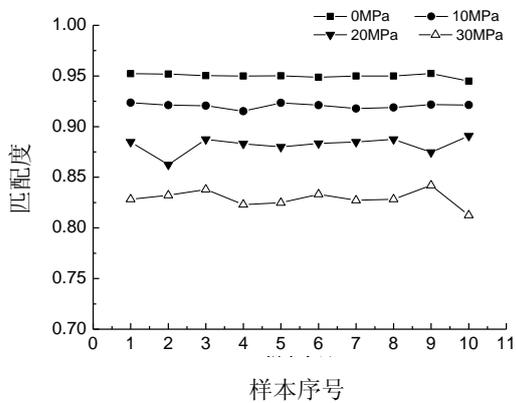
表 4.7 测点 2 管道安装应力检测结果

样本序号	0MPa	10MPa	20MPa	30MPa
1	0.9513	0.9052	0.8673	0.8209
2	0.9509	0.9124	0.8756	0.8201
3	0.9449	0.9231	0.8606	0.8216
4	0.9497	0.9172	0.8776	0.8394
5	0.9501	0.9101	0.856	0.8372
6	0.9526	0.9245	0.8675	0.8298
7	0.9515	0.9107	0.8747	0.8291
8	0.9502	0.9204	0.8614	0.8343
9	0.9501	0.9246	0.859	0.831
10	0.949	0.9033	0.8675	0.8252

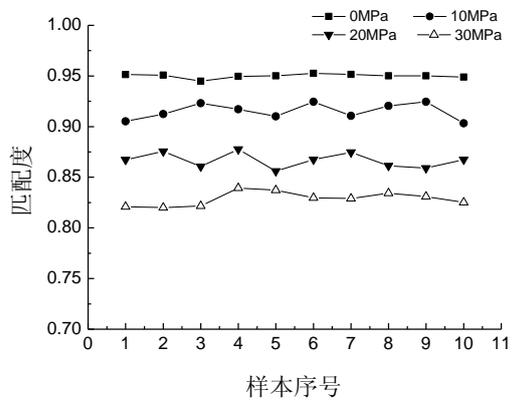
表 4.8 测点 3 的管道安装应力检测结果

样本序号	0MPa	10MPa	20MPa	30MPa
1	0.95	0.9278	0.877	0.8454
2	0.9497	0.9222	0.8803	0.8499
3	0.9511	0.9202	0.8767	0.8528
4	0.951	0.9245	0.8744	0.8163
5	0.9512	0.8983	0.8621	0.836
6	0.9509	0.9106	0.8839	0.8431
7	0.95	0.9165	0.8674	0.8259
8	0.95	0.9283	0.8683	0.8194
9	0.9508	0.9008	0.8796	0.801
10	0.9512	0.9194	0.8764	0.8012

图 4.26 给出了三个测点的管道安装应力检测结果，可以看出各个测点在不同安装应力下的检测结果都存在明显差别，随着装配应力的增加，检测结果偏离正常状态的程度也逐步增大，充分验证了一类分类检测方法的有效性。



(a) 测点 1



(b) 测点 2

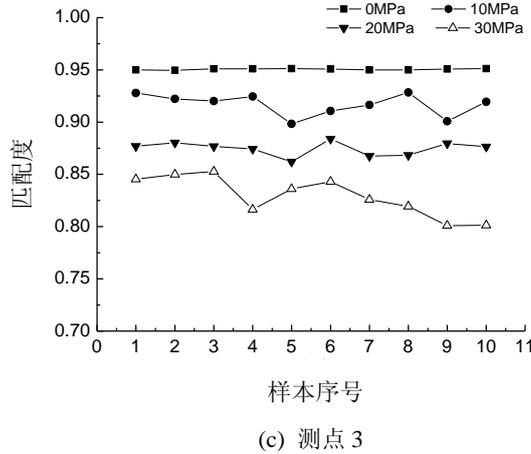


图 4.26 不同测点装配应力检测结果

4.6 基于频响函数相似度的装配应力异常检测

以不同安装应力下的幅频响应函数为基础，基于频响函数的相似度可以进行管道装配应力异常检测。通过对大量的频响函数样本进行平均得到标准频响函数样本，再利用向量的角度相似法比较得出其他样本与标准样本的区别，最终判断出导管装配的异常状态。

4.6.1 相似度检测原理

向量相似度法一般是通过计算系统各性能指标向量与综合指标向量的相似度来确定系统的指标权重，该方法主要是以系统性能指标的抽样参数作为基础，具有较强的客观性与实用性^[90]。首先介绍一下向量相似度的相关定义：假设存在两向量 $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ ， $Y = (y_1, y_2, \dots, y_n)$ ，则：

1) 向量的内积为：

$$[X, Y] = x_1 y_1 + x_2 y_2 + \dots + x_n y_n \quad (4-13)$$

2) 向量的范数（长度）为：

$$\|X\| = \sqrt{[X, X]} = \sqrt{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2} \quad (4-14)$$

3) 向量的夹角为：

$$\theta = \arccos \frac{[X, Y]}{\|X\| \cdot \|Y\|} \quad (0 \leq \theta \leq 180) \quad (4-15)$$

4) 向量的正交：当 $\theta = 90^\circ$ 时（即 $[X, Y] = 0$ ）称向量 X, Y 为正交向量。

由于向量包括方向和大小两个要素，故可用它们来综合表征两向量的相似度，设 $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ 为参考向量， $Y = (y_1, y_2, \dots, y_n)$ 为比较向量，则可定义如下：

定义 1: 向量 X 与 Y 的范数（长度）相似度 α 为：

$$\alpha = \begin{cases} 1 - \frac{\|X\| - \|Y\|}{\|X\|} & \|Y\| \leq 2\|X\| \\ 0 & \|Y\| \geq 2\|X\| \end{cases} \quad (4-16)$$

定义 2: 向量 X 与 Y 的方向相似度 β 为:

$$\beta = 1 - \frac{\theta}{90^\circ} \quad (4-17)$$

定义 3: 向量 X 与 Y 的向量相似度 γ 为向量范数相似度 α 与方向相似度 β 的乘积:

$$\gamma = \alpha \cdot \beta \quad (4-18)$$

根据上述定义, 通常把向量相似度 γ 分解为范数相似度 α 与方向相似度 β , 从而使向量相似度得以准确表达。

由定义可知:

- 1) $\alpha \in [0,1]$, 当 $\|Y\| \leq \|X\|$ 时, $\alpha = \frac{\|Y\|}{\|X\|}$, 当 $\|X\| \leq \|Y\| \leq 2\|X\|$ 时, $\alpha = 1 - \frac{\|Y\| - \|X\|}{\|X\|}$, 当 $\|Y\| \geq 2\|X\|$ 时, $\alpha = 0$;
- 2) $\beta \in [-1,1]$, 当 $0 \leq \theta \leq 90^\circ$ 时, $\beta \in [0,1]$, 当 $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ 时, $\beta \in [-1,0]$;
- 3) $\gamma \in [-1,1]$, 当 $0 \leq \theta \leq 90^\circ$ 时, $\gamma \in [0,1]$, 当 $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ 时, $\gamma \in [-1,0]$;
- 4) 正交向量 ($\theta = 90^\circ$) 的相似度为 $\gamma = 0$;
- 5) 范数 (长度) 相同的两向量若夹角 $\theta = 0$ 则 $\gamma = 1$; $\theta = 180^\circ$ 则 $\gamma = -1$ 。

4.6.2 管道装配应力检测流程

本文拟定采用频响函数的角度相似法来实现对管道异常装配情况的在线检测, 具体的检测流程如图 4.27 所示。在检测过程中, 首先获取正常安装条件下测得的幅频响应函数, 然后对大量的频响函数曲线进行平均, 得到平均幅频响应函数, 作为标准的频响函数样本。然后, 在进行安装应力检测时, 将待识别的频响函数与标准频响函数样本进行对比, 从而判别出安装应力是否存在及其大小。其中, 频响函数的比较方法为向量的角度相似法, 设标准的幅频响应函数向量为 X , 待测的幅频响应函数向量为 Z , 角度相似性指标 (余弦度量) 的定义为,

$$S_c = \frac{\sum_{i=1}^n X_i Z_i}{\sqrt{\sum_{i=1}^n X_i^2 \sum_{i=1}^n Z_i^2}} \quad (4-19)$$

显然, S_c 是特征矢量 X 和 Z 之间夹角的余弦, 夹角为零时 S_c 取值为 1, 即两向量的角度相似达到最大, 待测频响函数与标准频响函数基本一致, 说明本次检测的样本与正常装配情况十分接近; 如果 S_c 小于 1, 则随着 S_c 的减小, 检测样本偏离正常情况越严重, 装配应力越大。

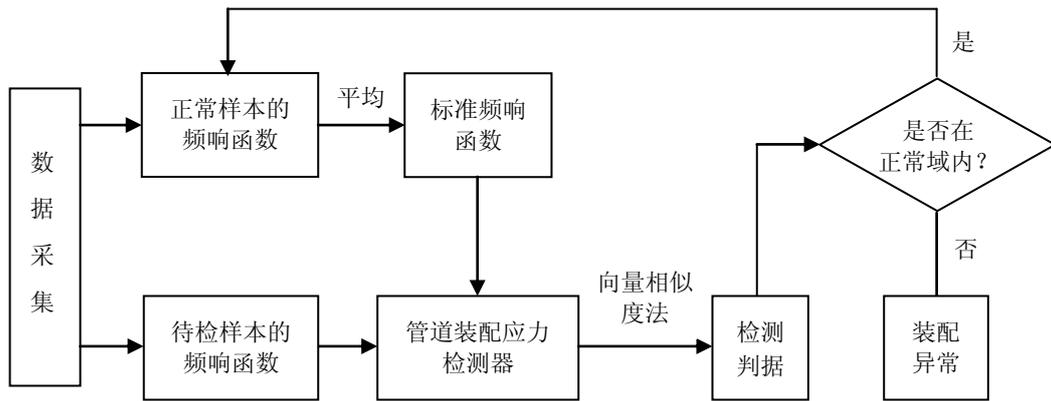


图 4.27 基于幅频响应函数相似度的管道装配应力异常检测流程图

4.6.3 检测结果分析

对不同装配应力下的管道频响函数进行相似度检测分析，表 4.9、表 4.10 和表 4.11 分别为测点 1、测点 2 和测点 3 的检测结果。其中，以无安装应力（0MPa）下的多组频响函数作为样本进行平均，得到标准频响函数样本，然后对其他安装应力下的频响函数进行测试。从图 4.28 中可以看出，随着装配应力的增加，检测结果偏离正常状态的程度也逐步增大，充分表明了相似度检测方法的有效性。

表 4.9 测点 1 的管道安装应力检测结果

样本序号	0MPa	10MPa	20MPa	30MPa
1	0.9994	0.9447	0.8586	0.7768
2	0.9988	0.9375	0.8692	0.7465
3	0.996	0.9454	0.8561	0.7493
4	0.997	0.9348	0.8582	0.7523
5	0.9968	0.9436	0.8456	0.775
6	0.9965	0.9448	0.8493	0.7226
7	0.9985	0.9355	0.8392	0.7786
8	0.999	0.9472	0.8331	0.7457
9	0.9991	0.9273	0.8434	0.743
10	0.9959	0.9425	0.8475	0.7618

表 4.10 测点 2 的管道安装应力检测结果

样本序号	0MPa	10MPa	20MPa	30MPa
1	0.9906	0.949	0.874	0.811
2	0.9955	0.9505	0.8778	0.8202
3	0.9906	0.9462	0.8758	0.8211
4	0.998	0.9383	0.8837	0.8207
5	0.9953	0.9398	0.8604	0.8276
6	0.9978	0.9341	0.8847	0.7905
7	0.993	0.9433	0.8934	0.8301
8	0.9974	0.9523	0.8667	0.825
9	0.997	0.94	0.8649	0.8268
10	0.996	0.9383	0.8703	0.8192

表 4.11 测点 3 的管道安装应力检测结果

样本序号	0MPa	10MPa	20MPa	30MPa
1	0.9963	0.9651	0.8894	0.7217
2	0.9967	0.9606	0.8875	0.732
3	0.9955	0.9419	0.9057	0.745
4	0.9951	0.9376	0.8709	0.7638
5	0.9985	0.9269	0.8828	0.7263
6	0.9965	0.9507	0.9003	0.7484
7	0.9982	0.9521	0.9024	0.7349
8	0.9972	0.9528	0.8954	0.7285
9	0.9965	0.9574	0.9033	0.7318
10	0.9986	0.9205	0.895	0.723

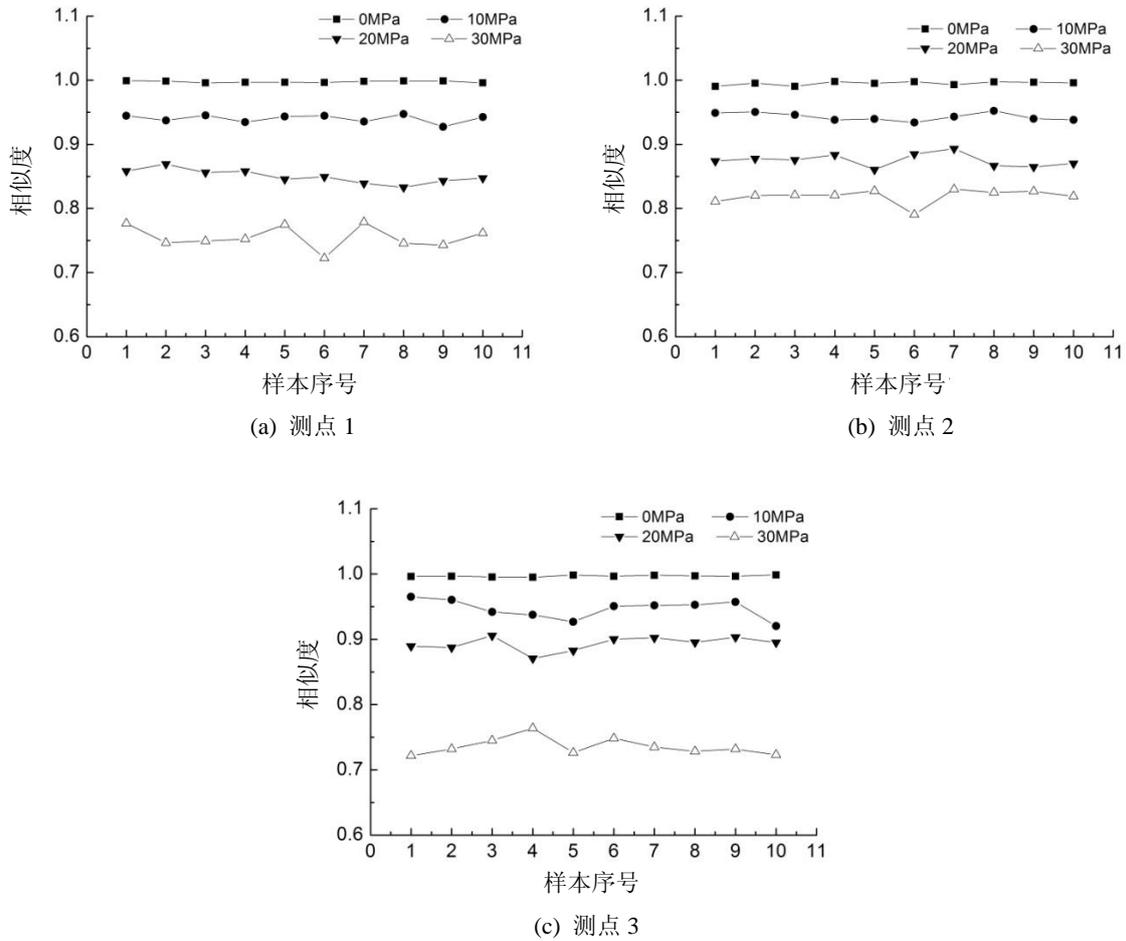


图 4.28 不同测点装配应力检测结果

4.7 本章小结

本章构建了管道安装应力检测试验台，研究了安装应力对管道固有特性的影响规律；在此基础上，基于 VC++6.0 开发了管道安装应力检测系统，提出了两种不同的检测方法，并利用试验台测试数据进行了方法验证，可以得出如下结论：

(1) 针对实际管道，利用锤击法分别在正常安装情况与带初始安装应力的情况下进行了模态试验，比较了不同装配应力下管道的原点频响函数，发现装配应力对管道固有特性具有一定的影响，主要表现在共振峰峰值大小与位置的差异。

(2) 基于安装应力对管道固有特性的影响规律开发了管道安装应力检测系统，研究了基于一类支持向量机的装配应力在线检测技术，通过试验发现随着装配应力的增加，检测结果偏离正常状态的程度也逐步增加，充分验证了该检测方法的有效性。

(3) 根据不同装配应力下测得的频响函数，研究了基于向量角度相似法的管道装配应力在线检测技术，通过试验台数据也验证了该检测方法的有效性。

第五章 总结与展望

5.1 全文工作总结

管路连接件作为飞机液压系统的关键连接元件，其完整性与可靠性直接影响着飞机的飞行安全。然而，实际存在的各种装配偏差会使连接件产生装配应力，进而影响整个管路系统的密封性能。因此，针对飞机管路连接件研究了装配应力对密封特性的影响规律，开发了管道安装应力智能检测技术，主要研究内容及结论如下：

(1) 分析了接触基本理论，建立了管路连接件有限元模型。针对接触问题提出了基本数值计算理论—赫兹理论，引入了 ANSYS 软件并介绍了接触非线性分析的基本步骤和关键参数。分析了扩口式管路连接件的结构组成与密封原理，根据航空工业标准建立了接触有限元模型。研究了预紧力矩与轴向预紧力的转换关系，施加了合理的边界条件和载荷，完成了对管路连接件预紧状态的力学特性分析。结果表明等效应力主要集中在扩口导管和直通管接头的锥面以及外套螺母的螺纹齿根区域，并且基本满足强度要求，验证了管路连接件有限元建模的准确性。

(2) 分析了管路连接件密封性能的影响因素，研究了装配应力对密封性能的影响规律。基于金属密封机理研究了管路连接件的基本密封原理，分析了密封性能的影响因素，提出了实现有效密封的判定条件。研究了摩擦系数对密封性能的影响：随着摩擦系数增大，螺母产生的轴向预紧力反而减小，密封性能随之降低。研究了拧紧力矩对密封性能的影响：在一定范围内，拧紧力矩的增加有利于密封性能的增强，但超过某一极限值，连接件可能超过承载极限而发生破坏。研究了装配过程中几种典型偏差对密封性能的影响：角度偏差和径向偏差均会使密封环区域减小，密封比压降低，因此密封性能将随之降低，并且某些区域将出现装配应力，连接件可能产生结构破坏；长度偏差分为两个方向，当管接头偏离扩口导管时，随着偏差值增大密封性能反而降低，当管接头偏向扩口导管时，随着偏差值增大密封性能随之增强，但超过某一极限时将产生较大的装配应力，可能出现结构破坏，密封性能反而降低。

(3) 构建了管道安装应力检测试验台，研究了安装应力对管道固有特性的影响规律。设计搭建了带管接头的管道安装应力检测试验台，通过强迫位移的方式模拟了装配偏差，测试了管接头附近的装配应力。通过模态锤击试验获取了不同装配应力下各个测点的原点频响函数，研究了安装应力对管道固有特性的影响规律，分析结果表明：不同装配应力下的频响函数存在明显差异，主要表现在共振峰峰值大小和位置的差异。

(4) 基于 VC++6.0 开发了管道安装应力检测系统，提出了两种不同的检测方法，并利用试验台数据进行了方法验证。第一种是基于一类支持向量机的检测方法，将正常装配条件下的频响函数作为训练样本集进行 1C-SVM 学习，得到装配应力检测器，将待检测的频响函数输入到检

测器中，通过与标准样本的对比判断装配是否符合要求。第二种是基于向量的角度相似法，对大量的正常装配条件下的频响函数进行平均，将得到的平均频响函数作为标准样本，通过待测频响函数与标准样本的角度相似性指标判断装配应力的大小。两种方法的检测结果都表明：随着装配应力的增加，检测结果偏离正常状态的程度也逐步增加，充分验证了两种检测方法的有效性和准确性。

5.2 未来工作展望

本文主要研究了飞机管路连接件装配应力对密封性能的影响，开发了管道安装应力检测系统，但仍有不少问题需要进一步的研究和解决，比如：

(1) 本文基于 ANSYS 仿真研究了装配应力对密封性能的影响规律，在今后的工作中可以搭建试验台完成密封性能测试的相关试验，通过仿真与试验相对比的方式验证装配应力对密封性能的影响规律。

(2) 本文研究的两种安装应力检测方法在试验台测试时表现出良好的检测效果，然而实际飞机管路系统结构更加复杂，因此需要针对实际液压管路获取大量的测试样本，完成算法的优化与改进，进一步提高安装应力检测的准确性与通用性。

(3) 在管路连接件装配应力和环境振动联合作用下，管路系统的疲劳寿命将受到影响，因此在今后的工作中，需要通过进一步的试验和仿真研究装配应力对管路疲劳寿命的影响规律，提出防止管路疲劳失效的装配偏差控制范围。

参考文献

- [1] 许锬俊.航空发动机导管结构完整性要求的初步研究[J].航空发动机,1994(03):53-62.
- [2] 栾艳华,刘殿春.航空发动机燃油导管断裂故障分析[J].航空发动机,2010,36(03):16-19.
- [3] 杨飞益. 复杂空间管道系统动力特性分析与实验验证[D].南京:南京航空航天大学,2012.
- [4] 张凌.航空发动机副油路进油导管裂纹故障原因分析[J].航空维修与工程,2015(12):62-64.
- [5] 陈果,罗云,郑其辉,侯民利,蒲柳.复杂空间载流管道系统流固耦合动力学模型及其验证[J].航空学报,2013,34(03):597-609.
- [6] 麻扬,王建梅,孟凡宁,左正平.装配应力对油膜轴承衬套受力的影响[J].润滑与密封,2017,42(07):84-88.
- [7] 张洪武,廖爱华,吴昌华.压气机过盈配合的弹塑性有摩擦接触的研究[J].工程力学,2007(01):186-192+177.
- [8] 傅国如,陈荣,吕凤军,李松航.发动机燃油供油导管断裂失效分析[J].失效分析与预防,2007(01):29-33.
- [9] 李青,佟文伟,韩振宇,张开阔.某型航空发动机引接管断裂故障分析[J].航空发动机,2012,38(01):60-62.
- [10] 蔡中义,李明哲,李广权.金属成形数值模拟中的接触单元法[J].中国机械工程,2000(08):99-101+5.
- [11] 刘轲,赵建昌.某预应力混凝土筒支梁降温法的有限元分析[J].山西建筑,2008(05):92-93.
- [12] Zhao H, Lz-H, KuaIlgz-B. The virtual contact loading method for elastic contact Problems. Communication in Numerical Methods in Engineering [J], 1993, 9:455-461.
- [13] 李会勋,胡迎春,张建中.利用 ANSYS 模拟螺栓预紧力的研究[J].山东科技大学学报(自然科学版),2006(01):57-59.
- [14] 侯光辉,陈观慈,李超,温戈,王存珠.螺栓预紧力对转盘轴承内部载荷分布的影响研究[J].机械制造,2018,56(07):48-51+56.
- [15] 潘园稚. 基于 ANSYS 的机翼机身对接接头非线性有限元分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.
- [16] 何琳,王家林.模拟有效预应力的等效荷载-实体力筋降温法[J].公路交通科技,2015,32(11):75-80.
- [17] 吴祖咸,高子珺.用等效降温法模拟预应力来实现张弦梁结构找形[J].浙江工业大学学报,2008(05):587-590.

- [18] 宁俊超. 基于 ansys 大跨度张弦梁结构预应力模拟研究[D].成都:西南交通大学,2013.
- [19] 祖炳锋,付光琦,徐玉梁,靳素华,钱多德,杨林强,高伟,苏超.车用柴油机缸孔在缸盖螺栓预紧力下变形的数值模拟与试验研究[J].内燃机工程,2010,31(02):98-104.
- [20] 杨文凯,郑百林,易小冬,谢清程.可调螺距螺旋桨叶根螺栓应力分析[J].计算机辅助工程,2010,19(01):56-60.
- [21] 王晶,陈果,郑其辉,罗云,侯民利,蒲柳.飞机液压管道初始装配应力仿真[J].航空计算技术,2012,42(06):54-57.
- [22] 程小勇,陈果,刘明华,郑其辉,罗云,侯民利,蒲柳.初始安装应力对管道固有频率的影响分析及试验验证[J].中国机械工程,2015,26(04):512-517.
- [23] 户登飞. 基于有限单元法的柴油机气缸套失圆研究[D].天津:天津大学,2008.
- [24] 欧阳小平,方旭,朱莹,王锴,杨华勇.航空液压管接头综述[J].中国机械工程,2015,26(16):2262-2271.
- [25] 金鑫.民用飞机液压系统管路连接件分析[J].民用飞机设计与研究,2007(02):17-19.
- [26] 李长春.民用飞机液压接头选用及安装探讨[J].科技视界,2016(13):135-136.
- [27] Perez-Rafols F, Larsson R, Almqvist A. Modelling of leakage on metal-to-metal seals[J].Tribology International, 2016, 94: 421-427.
- [28] 冉光斌. 双锥形管接头密封管路联接结构的稳健设计方法[D].绵阳:中国工程物理研究院,2005.
- [29] 王振兴,邱明星,王建军.拉伸载荷下管路连接副的密封性分析[J].航空动力学报,2011,26(08):1866-1870.
- [30] 衡波志. 飞机液压系统连接件及管路的有限元仿真分析[D].南京:南京航空航天大学,2014.
- [31] Murtagian GR, Fanelli V, Vilasante JA, et al. Sealability of Stationary Metal-to-Metal Seals[J].Journal of Tribology,2004, 126(3):591-596.
- [32] 丁建春,王细波,杨燕,雒宝莹.拧紧力矩对典型管接头密封带宽度影响研究[J].强度与环境,2012,39(02):9-13.
- [33] 何勃. 管路接头密封可靠性研究[D].西安:西北工业大学,2016.
- [34] 周鑫,庞贺伟,闫少光,刘宏阳.球头-锥面连接结构非线性接触分析[J].航天器环境工程,2005(04):211-214.
- [35] 周鑫,庞贺伟,刘宏阳.球面密封结构密封状态的力学分析及验证[J].中国空间科学技术,2007(02):42-46.
- [36] 周鑫,洪晓鹏,张益丹,刘小布.球面密封结构密封性能初步测试[J].航天器环境工程,2006(01):56-59.

- [37] 周鑫,庞贺伟,刘宏阳.球面密封结构的漏率预估[J].宇航学报,2007(03):762-766.
- [38] 周鑫,庞贺伟,刘宏阳,闫少光.装配误差对球面密封结构密封状态影响分析[J].航天器工程,2005,14(04):35-39.
- [39] Cawley P. The location of defects in structures from measurements of natural frequencies[J]. Journal Atrain Analysis.1979,14(2):62-71.
- [40] Cawley P. A vibration technique for nondestructive testing of fiber composite structures[J]. Journal of Composite Materials.1979,13(9):46-55.
- [41] Vandiver J K. Detection of structural failure on fixed platform by measurement of dynamic response[J].Journal of Petroleum Technology.1977,29(5):305-310.
- [42] Begg R D, Mackenzie A C, Dobbs J C. Structural integrity monitoring using digital processing of vibration signals[C].Proceedings of the 8th Annual Offshore Technology Conference.1976:305-311.
- [43] A.Messina,E.J.Williams,T.Contursi. Structural damage detection by a sensitivity and statistical-based method[J].Journal of Sound and Vibration.1998,216(5):791-808.
- [44] T.Contursi,A.Messina,E.J.Williams.A multiple-damage location assurance criterion based on natural frequency changes[J].Journal of Vibration and Control.1988,4(5):619-633.
- [45] 王德明.近似估计裂缝部位的折线图法[J].振动与冲击,1987(02):34-41.
- [46] 陈淮,何伟,王博,李静斌.基于频率和振型摄动的结构损伤识别方法研究[J].工程力学,2010,27(12):244-249.
- [47] Allemany R J,Brown K.A correlation coefficient for modal vector analysis.Proceedings of the First IMAC.1982:110-116.
- [48] West W M. Illustration of the use of modal assurance criterion to detect structural changes in an orbiter test specimen. Proceeding of the 4th International Modal Analysis Conference.1986:1-6.
- [49] Kim,J M, Jeon H S, and Lee C W. Application of the modal assurance criteria for detecting structural faults. Proceedings of the 10th International Modal Analysis Conference. Las Vegas, Nevada.1992,(1):536-540.
- [50] 程远胜,杨振宇,汪刚.基于受控结构振型的损伤定位分步识别方法[J].工程力学,2006(06):54-59.
- [51] 徐典,周兆银,李强.基于振型差与小波变换的结构损伤识别方法[J].工程建设与设计,2018(01):32-34+38.
- [52] 苏会,于洋.振型平方差法判断结构损伤位置[J].山西建筑,2008(24):97-98.
- [53] M.M. Nozarian, A. Esfandiari. Structural damage identification using frequency response

- function. Materials forum.2009,33:443-449.
- [54] Maia N M M. Location of damage using curvature of the frequency response functions. Proceedings of 15th IMAC.Florida,1997:932-941.
- [55] Ma Jun,Pines Darryll J. Detecting multiple damage types/location in a civil building structure model. Smart Structures and Materials.2002,4696:154-167.
- [56] 张宇飞,王山山.基于频响函数虚部的梁结构损伤检测[J].振动与冲击,2018,37(02):38-42.
- [57] 王孟鸿,宋春月,姬晨濛.基于频响函数与主成分分析的网架结构损伤检测方法研究[J].建筑结构,2017,47(04):96-101.
- [58] 吴子龙,张宗华,隋明丽.航空铝合金管路连接件液压脉冲失效研究[J].液压气动与密封,2018,38(05):29-32.
- [59] 《飞机设计手册》总编委会.飞机设计手册第 2 册:标准和标准件[M].北京:航空工业出版社,2005.
- [60] 熊影辉.特种车辆扩口式管接头密封性能研究[D].北京:北京理工大学,2016.
- [61] 国防科学技术工业委员会.HB 4-1-2002,扩口管路连接件通用规范[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [62] 王繁森.基于有限元法的圆柱与平板间接接触疲劳分析[D].太原:中北大学,2017.
- [63] 沃国纬,王春元.弹塑性力学[M].上海:上海交通大学出版社,2014:274-291.
- [64] 张建伟,白海波,李昕.ANSYS 14.0 超级学习手册[M].北京:人民邮电出版社,2015.
- [65] 国防科学技术工业委员会.HB 4-2-2002,导管的公称尺寸[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [66] 国防科学技术工业委员会.HB 4-31_43-2002,扩口式组合导管 第 1 尺寸系列[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [67] 国防科学技术工业委员会.HB 4-52-2002,导管扩口[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [68] 国防科学技术工业委员会.HB 4-4-2002,扩口式直通管接头[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [69] 国防科学技术工业委员会.HB 8128-2002,钛合金扩口式直通管接头[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [70] 国防科学技术工业委员会.HB 4-45-2002,扩口式外套螺母[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [71] 国防科学技术工业委员会.HB 8122-2002,钛合金扩口式外套螺母[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [72] 国防科学技术工业委员会.HB 4-44-2002,平管嘴[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.

- [73] 邱明星. 航空发动机管路系统振动和密封特性研究[D].北京:北京航空航天大学,2013.
- [74] 范志强,覃志贤,姜涛,等.1Cr11Ni2W2MoV 冲击拉伸力学性能实验研究[C].//第十三届发动机结构强度振动学术会暨中国一航材料院 50 周年院庆系列学术会议论文集.南京航空航天大学%中国燃气涡轮研究院%南京航空航天大学,2006:259-262.
- [75] 刘贺,鄂大辛.1Cr18Ni9Ti 不锈钢管滞后回弹的黏弹塑性建模和有限元模拟[J].精密成形工程,2015,7(6):65-69.
- [76] 闻邦春. 机械设计手册[M].北京:机械工业出版社,2010.
- [77] 耿志学.金属对金属密封技术及其在管接头上的应用[J].液压气动与密封,2012,32(08):29-30.
- [78] 崔晓杰.金属密封技术的研究进展及密封机理分析[J].石油机械,2011,39(S1):102-105+108.
- [79] E Mayer. 机械密封(第六版, 姚兆生译) [M].北京:化学工业出版社,1981.
- [80] 彭羽. 基于金属密封原理的管道螺纹密封性能研究[D].天津:天津商业大学,2016.
- [81] 王小刚,张方晓,黄鹏.基于 ANSYS 的管路锥形密封结构参数分析[J].兵工自动化,2009,28(08):25-27.
- [82] 王小刚,张方晓,黄鹏.基于 ANSYS 的锥头-锥孔管路锥形密封结构分析[J].机械,2009,36(08):37-40.
- [83] L.J.Milberger.A.Radi.Evolution of Metal Seal Principles and Their Application in Subsea Drilling and Production[J].Offshore Technology Conference,1992.
- [84] 董云开,刘莹,温诗铸.微观摩擦与表面形貌相关性的试验研究[J].中国机械工程,2005(06):74-77.
- [85] 张嗣伟.基础摩擦学[M].北京:石油大学出版社,2000:4.
- [86] 刘鸿文.材料力学[M].北京:高等教育出版社,2010:241-245.
- [87] 国防科学技术工业委员会.GJB 3054-97,飞机液压管路系统设计、安装要求[S].北京:中国航空综合技术研究所,1997.
- [88] 孙杰. 基于多模态参数的桥梁结构损伤识别方法研究[D].武汉:武汉理工大学,2014.
- [89] 刘丽娟,陈果.基于最大树聚类的多超球体一类分类算法及其应用研究[J].中国机械工程,2012,23(03):264-269.
- [90] 焦利明,杨建立.一种确定指标权重的新方法[J].指挥控制与仿真,2006(01):94-97+101.

致 谢

时间如梭，转瞬即逝；时间如水，总是无言。两年前初来南航，彷徨忐忑，整装待发；如今即将毕业，踌躇满志，未来可期。在硕士论文即将完成之际，首先必须感谢我的导师陈果教授。陈老师治学严谨，学识丰富，懂得循循善诱，孜孜不倦，对于学习和科研都能给予细致入微的指导；陈老师通才练识，风流儒雅，写得一手好字，教研室高挂的《卜算子·咏梅》时刻提醒我们认真做事，谦逊做人；陈老师亲切随和，平易近人，多次组织游玩、聚餐、K歌、乒乓球比赛，将我们从忙碌的科研生活解放，积极乐观的去享受生活。在此，谨向陈老师表达我最诚挚的敬意和最衷心的感谢！

效法羲和驭天马，志在长空牧群星。感谢南航，感谢民航学院，感谢学校的领导、老师、工作人员给予我生活和学习上的帮助。很荣幸能够在南航完成深造，我会努力工作，回报社会，为母校增光！

人生所贵在知己，四海相逢骨肉亲。相伴短暂，友谊绵长，永记与 1501A 教研室伙伴们共度的美好时光。感谢已经毕业的宋培培师姐，张全德、刘彬彬、林桐、谢阶栋师兄对我的鼓励和指导，感谢王海飞、关晓颖、屈美娇、贺志远四位博士以及张旭、张向阳、张杰毅、杨默涵四位师弟对我的支持和帮助，感谢秦子强、张灿恒、高鑫磊三位舍友对我生活上的关怀。未言心相醉，不再接杯酒；相知无远近，万里尚为邻。在此，向我的所有朋友致以最诚挚的祝福，一句话，一辈子，一生情，一杯酒！

十月胎恩重，三生报答轻。感谢父母多年的养育之恩，迷茫停滞时指引方向，收获成绩时鞭挞成长，失落低谷时给予力量，开心快乐时有人分享。谁言寸草心，报得三春晖。余生我必当竭尽全力，给予他们最好的回报。在此，我要向我的父母和亲人致以最美好的祝福，愿他们平安健康幸福！

最后，向百忙之中审阅我论文的老师表达最衷心的感谢，谢谢你们的评阅和指导！

在学期间的研究成果及发表的学术论文

攻读硕士学位期间发表（录用）论文情况

1. 於为刚, 陈果, 刘彬彬等. 飞机管道颗粒碰撞阻尼器设计与试验验证[J]. 航空学报, 2018, 39(12):401-413. (EI)
2. 於为刚, 陈果, 寸文渊等. 一种管道卡箍位置自动优化方法[J]. 噪声与振动控制, 2019, 39(01):29-33+40. (核心期刊)
3. 於为刚, 陈果, 寸文渊等. 基于一类支持向量机的管道安装应力智能检测技术[J]. 管道技术与设备. (核心期刊, 已录用)

攻读硕士学位期间申请专利情况

1. “一种管道卡箍安装位置的确定方法及确定系统”, 陈果, 於为刚, 黄佑等, 国家发明专利, 专利号: 2018108335001

攻读硕士学位期间参加科研项目情况

1. 中航工业成都飞机工业（集团）有限责任公司项目：基于振动与应力分析的飞机管路系统优化研究
2. 中航工业成都飞机设计研究所项目：飞机管道脉动应力仿真平台开发
3. 中航工业沈阳发动机设计研究所项目：整机振动故障建模、仿真与信号分析系统
4. 国家自然科学基金项目（51675263）：基于监测数据和损伤力学的复杂工况下滚动轴承故障预测研究