

中图分类号：V231.9

论文编号：102870724-SZ036

学科分类号：086100

# 硕士学位论文

## 考虑三维真实粗糙表面的管路密封机理研究

研究生姓名 钱进  
专业类别 交通运输  
专业领域  
指导教师 陈果 教授

南京航空航天大学

研究生院 民航学院

二〇二四年三月

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

# **Research on Pipeline Sealing Mechanism Considering 3D Real Rough Surface**

A Thesis in

Vehicle Operation

By

Qian Jin

Advised by

Prof. Chen Guo

Submitted in Partial Fulfillment

of the Requirements

for the Degree of

Master of Engineering

March, 2024

# 承诺书

本人声明所呈交的硕士学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得南京航空航天大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。

本人授权南京航空航天大学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、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

（保密的学位论文在解密后适用本承诺书）

作者签名： 钱进

日期： 2024.3.18



## 摘 要

飞机管路系统作为飞机动力传输的主要途径,遍布飞机各个部位,对整个飞机结构、性能、安全等方面具有重要影响,长期以来,飞机管路渗漏故障问题占到故障总数的 73.94%<sup>[3]</sup>,大多数出现的都是“跑、冒、滴、漏”问题,随着现代飞机各方面性能的逐步提升,液压系统的工作压力越来越高,这对管路系统的密封可靠性提出了更高的要求。本文针对飞机液压管路系统中存在的密封失效问题,基于管路连接件的三维真实粗糙表面,对管路密封机理进行了详细研究,本文主要研究内容和创新工作如下:

(1) 进行了管路连接件中摩擦副材料的摩擦系数和连接螺栓的扭拉关系测定试验。得到了真实飞机管路连接件接触对摩擦副材料的摩擦系数,以及真实管道连接件螺栓拧紧力矩和产生的拉力之间的关系。为后续管路连接件有限元仿真模型提供了输入参数。

(2) 对扩口管和管接头锥面接触部位进行切割取样,采用白光共聚焦显微镜对取样部位扫描得到表面三维形貌数据,对扫描数据进行逆向建模和有限元网格划分后得到接触表面三维实体模型。通过有限元仿真分析得到粗糙表面真实接触面积随表面平均接触应力变化的关系。在此基础上,对接触表面的泄漏状态进行栅格化模拟,最终获取接触区域形成密封界面时所需要的最小接触应力以及密封评判指标。

(3) 建立管路连接件有限元模型,仿真分析了拧紧力矩和装配偏差对管路密封性能的影响规律,得到了管路密封时所需要的最小拧紧力矩和对应产生屈服变形区域的带宽。仿真结果表明,随着管径的增大,密封时所需要的最小拧紧力矩也逐渐增大,并且对应产生的接触部位屈服变形带宽大小均在 0.5 mm 附近;轴向偏差对管路密封性能影响最大,径向和角向偏差对管路密封性能影响较小。

(4) 进行了管路连接件密封性能综合试验。利用无装配偏差下的管路连接件密封性能试验和最小拧紧力矩下的装配偏差密封性能影响试验对仿真中的最小拧紧力矩和装配偏差阈值大小进行了验证,利用密封面区域压痕带宽测定试验对仿真中屈服变形带宽大小进行了验证。结果充分表明仿真和试验结果的一致性,表明了本文管道密封性能建模和分析方法的正确有效性。

**关键词:** 管路连接件, 粗糙表面接触, 管路密封, 有限元分析, 密封性试验

## ABSTRACT

As the main way of power transmission for aircrafts, the aircraft pipeline system is spread all over the aircraft, and has an important impact on the overall structure, performance, safety, etc. of the aircraft. For a long time, the problem of leakage in the aircraft pipeline system accounts for 73.94% of the total number of failures, and most of the problems are "running, emitting, dripping, and leaking". With the gradual improvement of the performance of modern aircraft in all aspects, the working pressure of the hydraulic system is getting higher and higher, which puts higher requirements on the sealing reliability of the pipeline system. This article aims to address the problem of sealing failure in the aircraft hydraulic pipeline system, and based on the three-dimensional real rough surface of the pipeline connection, conducts a detailed study on the sealing mechanism of the pipeline. The main research contents and innovative work of this article are as follows:

(1) Conducted a test to measure the friction coefficient of the friction pair material in the pipeline connection and the relationship between the tightening torque of the connecting bolt. The friction coefficient of the friction pair material in the real aircraft pipeline connection was obtained, as well as the relationship between the tightening torque of the connecting bolt and the resulting tensile force in the real pipeline connection. This provided input parameters for the subsequent finite element simulation model of the pipeline connection.

(2) Cutting and sampling the contact area between the flared tube and the tapered surface of the tube joint, scanning the sampling area using a white light confocal microscope to obtain surface 3D topography data, and reverse modeling and finite element mesh division of the scanning data to obtain a 3D solid model of the contact surface. Through finite element simulation analysis, the relationship between the real contact area of the rough surface and the average contact stress on the surface is obtained. On this basis, the leakage state of the contact surface is simulated using a grid, and the minimum contact stress required for the formation of a sealed interface in the contact area and the sealing evaluation index are finally obtained.

(3) Establish a finite element model of pipeline connecting pieces, simulate and analyze the influence of tightening torque and assembly deviation on the sealing performance of pipelines, and obtain the minimum tightening torque required for pipeline sealing and the corresponding bandwidth of the yield deformation area. The simulation results show that as the diameter of the pipeline increases, the minimum tightening torque required for sealing gradually increases, and the corresponding yield

deformation bandwidth of the contact area is around 0.5mm. Axial deviation has the greatest impact on pipeline sealing performance, while radial and angular deviations have a smaller impact on pipeline sealing performance.

(4) Comprehensive tests on the sealing performance of pipeline connections were conducted. The minimum tightening torque and assembly deviation threshold values in the simulation were verified using the pipeline connection sealing performance test under no assembly deviation and the assembly deviation sealing performance impact test under minimum tightening torque. The yield deformation bandwidth in the simulation was verified using the indentation bandwidth measurement test on the sealing surface area. The results fully demonstrate the consistency between simulation and experimental results, indicating the correctness and effectiveness of the pipeline sealing performance modeling and analysis method in this paper.

**Keywords:** Pipeline connections, Rough surface contact, Pipeline sealing, Finite element analysis, Sealability Testing

## 目 录

第一章 绪论 .....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	2
1.2.1 粗糙表面接触特性研究现状.....	2
1.2.2 静密封界面泄漏分析研究现状.....	3
1.2.3 管路密封性能研究现状.....	4
1.3 存在的问题及本文的主要研究内容.....	6
1.3.1 目前研究中存在的问题.....	6
1.3.2 本文主要研究内容.....	6
第二章 扩口式管路连接件结构力学性能分析.....	9
2.1 引言 .....	9
2.2 扩口式管路连接件结构.....	9
2.2.1 管路连接件结构组成.....	9
2.2.2 管路连接件工作状态.....	10
2.3 管路连接件材料摩擦系数测定.....	10
2.3.1 摩擦系数测定原理.....	11
2.3.2 管路连接件摩擦副摩擦系数测定试验.....	11
2.4 扭拉关系理论分析与试验验证.....	14
2.4.1 螺栓扭拉关系经典理论计算方法.....	15
2.4.2 基于有限元的螺栓预紧过程扭拉关系分析.....	17
2.4.3 螺栓预紧力下的扭拉关系试验分析.....	22
2.4.4 管路连接件扭拉关系经验公式.....	26
2.5 本章小结.....	28
第三章 管路连接件粗糙表面接触特性分析及密封性能评判.....	29
3.1 引言 .....	29
3.2 接触问题基本原理.....	29
3.2.1 表面粗糙度主要评定参数.....	29
3.2.2 Hertz 接触理论.....	30
3.2.3 GW 接触模型.....	31



3.3	粗糙接触表面形貌数据获取.....	33
3.4	粗糙接触表面有限元建模与仿真.....	36
3.4.1	逆向三维实体建模.....	36
3.4.2	三维实体模型网格划分.....	37
3.4.3	模型材料属性和边界条件定义.....	38
3.4.4	粗糙表面接触仿真结果分析.....	40
3.5	粗糙接触表面密封性能分析与评判.....	42
3.5.1	接触表面栅格化方法流程.....	42
3.5.2	栅格化模拟关键技术.....	43
3.5.3	粗糙接触表面密封性能评判.....	47
3.6	本章小结.....	48
第四章	装配状态对管路密封性能影响分析.....	49
4.1	引言.....	49
4.2	扩口式管路连接件密封准则.....	49
4.3	扩口式管路连接件有限元建模.....	50
4.3.1	三维实体模型建立.....	50
4.3.2	实体模型有限元网格划分.....	51
4.3.3	材料属性和约束载荷设定.....	51
4.4	拧紧力矩对管路密封性能影响分析.....	53
4.4.1	$d_0=4\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	54
4.4.2	$d_0=6\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	56
4.4.3	$d_0=8\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	58
4.4.4	仿真小结.....	60
4.5	轴向偏差对管路密封性能影响分析.....	60
4.5.1	$d_0=4\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	60
4.5.2	$d_0=6\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	62
4.5.3	$d_0=8\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	63
4.5.4	仿真小结.....	64
4.6	径向偏差对管路密封性能影响分析.....	64
4.6.1	$d_0=4\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	65
4.6.2	$d_0=6\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	66
4.6.3	$d_0=8\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	67

4.6.4 仿真小结.....	68
4.7 角向偏差对管路密封性能影响分析.....	69
4.7.1 $d_0=4\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	69
4.7.2 $d_0=6\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	70
4.7.3 $d_0=8\text{mm}$ 管路密封性能分析.....	71
4.7.4 仿真小结.....	72
4.8 本章小结.....	72
第五章 管路连接件密封性能综合试验研究.....	73
5.1 引言.....	73
5.2 管路连接件密封性能试验.....	73
5.2.1 试验件及试验设备.....	73
5.2.2 密封性能试验.....	77
5.2.3 试验结果分析.....	79
5.3 密封面区域压痕带宽测定试验.....	85
5.3.1 试验件及试验设备.....	85
5.3.2 基于表面粗糙度数据的屈服变形区域测定试验.....	85
5.3.3 基于表面粗糙度数据的扩口部位密封面压痕带宽测定.....	87
5.4 本章小结.....	89
第六章 总结与展望.....	91
6.1 全文工作总结.....	91
6.2 未来工作展望.....	92
参考文献.....	93
致  谢.....	99
在学期间的研究成果及发表的学术论文.....	100

## 图表清单

图 1.1 真实飞机管路系统.....	1
图 1.2 课题研究总体流程图.....	7
图 2.1 管路连接件结构组成.....	10
图 2.2 摩擦系数测定示意图.....	11
图 2.3 ZT-3009 型摩擦系数测试仪.....	12
图 2.4 试验材料 .....	13
图 2.5 摩擦系数测定过程.....	13
图 2.6 拧紧力矩施加示意图.....	15
图 2.7 螺栓连接结构示意图.....	15
图 2.8 理论公式计算结果.....	17
图 2.9 试验件以及传感器模型.....	18
图 2.10 螺栓有限元网格划分流程图.....	19
图 2.11 螺栓六面体网格三维模型.....	19
图 2.12 螺母六面体网格三维模型.....	19
图 2.13 螺栓结构有限元模型.....	19
图 2.14 45#钢应力应变曲线.....	20
图 2.15 接触对设置.....	21
图 2.16 约束及载荷的施加.....	21
图 2.17 应力分布云图.....	22
图 2.18 仿真分析结果.....	22
图 2.19 试验设备示意图.....	23
图 2.20 试验装置连接.....	24
图 2.21 试验与有限元仿真、理论公式计算对比结果.....	25
图 2.22 仿真分析结果.....	26
图 2.23 管路连接件接触对.....	26
图 3.1 Hertz 接触模型.....	30
图 3.2 GW 接触模型.....	31
图 3.3 待测试件 .....	34
图 3.4 OLS5000 激光共聚焦显微镜.....	35

图 3.5 待测试件表面扫描结果.....	36
图 3.6 扫描表面横截面高度轮廓.....	36
图 3.7 粗糙表面点云数据.....	37
图 3.8 粗糙表面模型.....	37
图 3.9 粗糙表面有限元网格模型.....	38
图 3.10 1Cr18Ni9Ti 材料应力应变曲线.....	39
图 3.11 扩口管-管接头粗糙表面接触对.....	39
图 3.12 约束及载荷的施加.....	40
图 3.13 不同位移载荷情况下接触应力和接触间隙分布.....	41
图 3.14 真实接触面积提取流程图.....	42
图 3.15 真实接触面积占比随平均接触应力变化曲线.....	42
图 3.16 不同取样部位仿真结果.....	42
图 3.17 接触表面栅格化方法流程图.....	43
图 3.18 不同接触面积比的栅格模型示意图.....	44
图 3.19 寻径算法示意图.....	45
图 3.20 不同接触面积比时栅格模型泄漏状态.....	46
图 3.21 不同循环次数下寻径结果.....	46
图 3.22 不同栅格模型网格数量下寻径结果.....	47
图 3.23 真实接触面积比 $r=0.41$ 时对应平均接触应力.....	48
图 4.1 扩口管接触部位应力分布.....	49
图 4.2 管路连接件各零件的三维模型及装配体.....	51
图 4.3 管路连接件有限元网格模型.....	51
图 4.4 管路连接件接触对设定.....	52
图 4.5 边界条件及载荷施加示意图.....	53
图 4.6 装配偏差施加示意图.....	53
图 4.7 最小密封面宽参量提取流程图.....	54
图 4.8 不同轴向预紧力下 $d_0=4\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图.....	55
图 4.9 $d_0=4\text{mm}$ 轴向预紧力与最小密封面宽之间的关系.....	56
图 4.10 $d_0=4\text{mm}$ 最小密封面宽与最小屈服变形带宽对比.....	56
图 4.11 不同轴向预紧力下 $d_0=6\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图.....	57
图 4.12 $d_0=6\text{mm}$ 轴向预紧力与最小密封面宽之间的关系.....	57
图 4.13 $d_0=6\text{mm}$ 最小密封面宽与最小屈服变形带宽对比.....	58

图 4.14 不同轴向预紧力下 $d_0=8\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	58
图 4.15 $d_0=8\text{mm}$ 轴向预紧力与最小密封面宽之间的关系 .....	59
图 4.16 $d_0=8\text{mm}$ 最小密封面宽与最小屈服变形带宽对比 .....	59
图 4.17 轴向偏差示意图 .....	60
图 4.18 不同轴向偏差下 $d_0=4\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	61
图 4.19 $d_0=4\text{mm}$ 管路轴向偏差下密封性能仿真结果 .....	62
图 4.20 不同轴向偏差下 $d_0=6\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	62
图 4.21 $d_0=6\text{mm}$ 管路轴向偏差下密封性能仿真结果 .....	63
图 4.22 不同轴向偏差下 $d_0=8\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	64
图 4.23 $d_0=8\text{mm}$ 管路轴向偏差下密封性能仿真结果 .....	64
图 4.24 径向偏差示意图 .....	65
图 4.25 不同径向偏差下 $d_0=4\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	65
图 4.26 $d_0=4\text{mm}$ 管路径向偏差下密封性能仿真结果 .....	66
图 4.27 不同径向偏差下 $d_0=6\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	67
图 4.28 $d_0=6\text{mm}$ 管路径向偏差下密封性能仿真结果 .....	67
图 4.29 不同径向偏差下 $d_0=8\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	68
图 4.30 $d_0=8\text{mm}$ 管路径向偏差下密封性能仿真结果 .....	68
图 4.31 角向偏差示意图 .....	69
图 4.32 不同角向偏差下 $d_0=4\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	69
图 4.33 $d_0=4\text{mm}$ 管路角向偏差下密封性能仿真结果 .....	70
图 4.34 不同角向偏差下 $d_0=6\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	70
图 4.35 $d_0=6\text{mm}$ 管路角向偏差下密封性能仿真结果 .....	71
图 4.36 不同角向偏差下 $d_0=8\text{mm}$ 扩口管与管接头接触表面应力云图 .....	71
图 4.37 $d_0=8\text{mm}$ 管路角向偏差下密封性能仿真结果 .....	72
图 5.1 扩口式飞机管路连接件 .....	74
图 5.2 管道装配偏差模拟试验台及其偏差调节机构 .....	74
图 5.3 试验设备 .....	76
图 5.4 试验装置连接 .....	77
图 5.5 最小拧紧力矩测定试验流程图 .....	78
图 5.6 装配偏差下的密封性能试验流程图 .....	79
图 5.7 扩口导管内部压力随时间的变化曲线 .....	80
图 5.8 轴向偏差与最小拧紧力矩之间的关系 .....	82

图 5.9 径向偏差与最小拧紧力矩之间的关系.....	83
图 5.10 角向偏差与最小拧紧力矩之间的关系.....	84
图 5.11 试件及显微镜.....	85
图 5.12 试件及硬度计.....	86
图 5.13 预试验件表面形貌.....	86
图 5.14 扫描表面横截面高度轮廓.....	87
图 5.15 扫描表面与轮廓高度曲线结果对比.....	87
图 5.16 扩口管扩口处部分表面形貌.....	88
图 5.17 $d_0=4\text{mm}$ 扩口管扩口处扫描表面横截面高度轮廓.....	88
图 5.18 $d_0=6\text{mm}$ 和 $d_0=8\text{mm}$ 扩口管扩口处扫描表面横截面高度轮廓.....	89
表 2.1 摩擦系数测试仪规格参数.....	12
表 2.2 1Cr18Ni9Ti 和 45#钢试验数据.....	14
表 2.3 45#钢和 45#钢试验数据.....	14
表 2.4 试验结果.....	14
表 2.5 螺栓及支承面参数.....	16
表 2.6 45#钢材料参数.....	20
表 2.7 压力传感器主要技术参数.....	23
表 2.8 力矩扳手主要技术参数.....	24
表 2.9 管路连接件螺纹处参数.....	27
表 2.10 不同尺寸管路连接件扭拉关系理论公式.....	28
表 3.1 接触表面形貌参数.....	35
表 3.2 1Cr18Ni9Ti 材料参数.....	38
表 3.3 泄漏概率为 0 时真实接触面积比.....	47
表 4.1 拧紧力矩装配范围.....	54
表 4.2 管路连接件最小拧紧力矩和屈服变形带宽仿真值.....	60
表 4.3 最小拧紧力矩下轴向偏差装配阈值及对应的最小屈服变形带宽.....	64
表 4.4 最小拧紧力矩下径向偏差装配阈值及对应的最小屈服变形带宽.....	69
表 4.5 最小拧紧力矩下角向偏差装配阈值及对应的最小屈服变形带宽.....	72
表 5.1 $d_0=4\text{mm}$ 管路连接件最小拧紧力矩测定结果.....	80
表 5.2 $d_0=6\text{mm}$ 管路连接件最小拧紧力矩测定结果.....	80
表 5.3 $d_0=8\text{mm}$ 管路连接件最小拧紧力矩测定结果.....	81

表 5.4 最小拧紧力矩试验值、航标规定值、仿真值三者对比.....	81
表 5.5 最小拧紧力矩随轴向偏差变化平均值.....	82
表 5.6 最小拧紧力矩随径向偏差变化平均值.....	84
表 5.7 最小拧紧力矩随角向偏差变化平均值.....	85
表 5.8 $d_0=4\text{mm}$ 扩口管密封区域压痕带宽测量结果.....	88
表 5.9 $d_0=6\text{mm}$ 扩口管密封区域压痕带宽测量结果.....	89
表 5.10 $d_0=8\text{mm}$ 扩口管密封区域压痕带宽测量结果.....	89

注释表

$d_0$	管路连接件内径	$P$	工作压力
$P_{min}$	最小爆破压力	$n$	安全强度系数
$\sigma_b$	导管极限强度	$d_N$	导管公称内径
$t_{min}$	导管最小壁厚	$\mu_s$	静摩擦系数
$\mu_k$	动摩擦系数	$F_s$	相对运动时施加外力大小
$F_k$	匀速运动时外力大小	$m$	物体质量
$T$	拧紧力矩	$T_s$	压力和摩擦力矩
$T_w$	螺母与支承面间摩擦力矩	$K$	扭矩系数
$F$	螺栓预紧力	$d$	螺纹公称直径
$\alpha'$	螺纹牙侧角	$d_2$	螺纹中径
$D_w$	支承面摩擦扭矩等效直径	$d_w$	支承面圆环内径
$d_h$	支承面圆环外径	$T_1$	平管嘴与外套螺母圆环形接触对摩擦力矩
$T_2$	扩口导管外部与平管嘴内部接触对摩擦力矩	$T_3$	扩口导管扩口部分与管接头外锥面的接触对摩擦力矩
$T_4$	管接头与外套螺母之间的螺纹接触对摩擦力矩	$\psi$	螺旋副螺纹升角
$\lambda$	螺旋副当量摩擦角	$\beta$	螺旋副螺纹半角
$R_a$	轮廓算术平均偏差	$R_q$	轮廓均方根偏差
$z(x)$	轮廓中线的高度	$R_p$	轮廓最大峰高
$R_z$	轮廓微观不平度十点高度	$y_{pi}$	五个最大轮廓峰高
$y_{vi}$	五个最大轮廓谷深	$p_0$	最大压力载荷
$r$	距圆心距离	$E^*$	弹性模量
$z$	最大高度垂直距离	$h_0$	原点距平面垂直距离
$\psi(z)$	概率密度函数	$\sigma$	均方根粗糙度
$N_0$	微凸体个数	$\Delta A$	平均接触面积
$A$	总接触面积	$\Psi$	塑性指数
$H$	材料硬度	$P_c$	逾渗阈值
$n$	网格个数	$c$	循环次数



南京航空航天大学硕士学位论文

$T_s$	拧紧力矩仿真值	$L_s$	屈服变形带宽仿真值
$L_e$	压痕带宽试验值	$x_k$	轴向偏差装配阈值
$x_t$	径向偏差装配阈值	$x_s$	角向偏差装配阈值
$T_e$	拧紧力矩试验值	$T_a$	拧紧力矩航标规定值



# 第一章 绪论

## 1.1 研究背景及意义

错综复杂的飞机管路系统作为飞机的动力传输的主要途径，将油液、气体等介质传递到发动机、机翼、起落架等结构来保证飞机正常工作。由于管路系统结构复杂，通常与液压、燃油等系统互相连接，几乎遍布飞机各个部位，可以比作人体的“心血管”<sup>[1]</sup>。一旦出现故障，轻则造成系统失灵，重则导致发动机起火等重大事故。例如 2022 年巴拿马航空一架货航飞机在起飞爬升阶段由于液压导管问题，导致飞机强行迫降并摔成两截，所幸未造成人员伤亡；2013 年韩亚航空一架客机由于燃料管路故障，在旧金山机场准备降落时失事，导致 2 名旅客死亡和 182 名旅客受伤。由此可见，飞机管路系统对整个飞机结构、性能、安全等方面的影响不容小觑。



图 1.1 真实飞机管路系统

在实际飞行中，液压管路系统故障率十分突出，根据美国和俄罗斯的资料显示，液压和燃油等飞机管路系统发生故障的次数占到飞机零部件故障数的一半以上；对我国某型飞机发生的故障问题进行统计，发现液压管路系统故障问题占到机械故障的 40%<sup>[2]</sup>。而管路系统故障又分为渗漏、碰摩、破裂以及变形等多个方面，并且管路渗漏故障问题占到了所有故障问题的七成以上<sup>[3]</sup>，大多数出现的都是“跑、冒、滴、漏”问题。随着当今飞机各方面性能的逐步提升，液压系统对工作压力的要求也越来越高<sup>[4][5]</sup>，这就需要采用更高的技术来提升管路系统密封性能。

管路系统主要由导管、管接头、平管嘴、螺母、卡箍等部件组成，采用接触式静密封方式进行连接，并且绝大部分密封失效故障发生在管接头与导管连接部位<sup>[6]</sup>。目前，对于管路系统振动疲劳、脉动流体、结构变形等因素导致的管路系统故障进行了大量研究，而针对管路系统的密封泄漏故障，特别是存在装配偏差下管路系统的密封性能问题鲜有研究，对于分析接触表

面达到密封时所需要接触应力大小的研究工作也不充分。

因此,研究飞机管路系统连接件的密封性能、分析管接头与导管接触部位的接触应力、装配偏差对密封性能的影响机理,对于有效提高管路系统的密封性、减少管路系统泄漏故障具有重要意义。将为制定更加合理的管路装配规范来保证飞机的安全性能提供重要的技术支撑。

## 1.2 国内外研究现状

### 1.2.1 粗糙表面接触特性研究现状

在实际各种零部件的接触表面上,由于加工工艺的原因,会使得表面并不平整,形成林林总总的波峰波谷,两个波峰或波谷的间距就是表面粗糙度<sup>[7]</sup>,用共聚焦显微镜等仪器则可以观察到表面轮廓起伏形貌以及粗糙度等信息。由于表面粗糙度的存在,导致两物体真实接触到的区域是比名义上的接触区域小很多的。在管路系统中,扩口导管与管接头接触表面粗糙度以及接触压力对管路密封性能好坏产生最直观显著的影响,研究扩口导管与管接头接触部位真实粗糙接触表面形貌是分析密封性能的关键。针对接触表面力学机理性能分析,国内外研究学者进行了大量的研究工作,通过从微观角度研究表面起伏不平的微凸体接触对行为特征,从而拓展到整个粗糙表面的接触力学分析上,总结出了诸多关于接触力学、摩擦学等方面的重要成果,得出了机械零部件粗糙表面的接触特性。

Hertz 接触理论<sup>[8]</sup>是针对结合面即接触表面接触行为中最经典的基础理论研究,当假设接触表面近似为椭圆形表面时,并且接触区域曲率半径远小于物体表面尺寸以及表面曲率半径时,根据理论计算公式可以得到与实际较为符合的结果,但计算结果仅限于在弹性接触范围内,若接触表面发生塑性变形,则与实际会产生较大偏差。在此基础之上,Greenwood 和 Williamson<sup>[9][10]</sup>提出了基于统计学分析得到光滑理想平面与粗糙表面间的接触模型,即著名的 GW 模型。GW 统计学模型把粗糙表面的峰谷即微凸体分布看作为高斯分布,并且引入了塑性指数同时考虑了弹性与塑性变形<sup>[11]</sup>,得到接触表面实际接触面积正比于所施加的法向力载荷。GW 模型对接触表面特性研究产生了重要影响,并在此模型之上提出了更多改进的统计学分析模型。田红亮等<sup>[12]</sup>根据 GW 模型理论进行改进,对于接触表面压力载荷一定的情况下,塑性指数越大,真实接触面积越小;当接触表面越光滑、表面越坚硬时,接触过程中几乎均表现为弹性接触,提出的 GW 理论的修正可以适用于法向压力载荷很大的接触情况。赵广等<sup>[13]</sup>根据 GW 模型理论进行改进,通过数值仿真分析得到接触压力、表面粗糙度等因素对接触刚度的影响,当接触压力、粗糙度越大,接触表面接触刚度也越大,并通过试验验证了仿真结果的准确性。

除此之外,研究学者发现当粗糙表面被反复放大,则可以观察到粗糙度的细节不断增加,但是所有放大倍数下的粗糙度在结构上看起来是非常相似的<sup>[14]</sup>,于是提出了基于分形函数的接触表面模型。Mandelbrot<sup>[14]</sup>通过对海岸线测量长度研究中提出分形维数的概念,并且分形维数

不会随着测量尺寸长度的变化而变化,这为分形理论奠定了坚实基础。Majumdar 和 Bhushan<sup>[15][16]</sup>根据分形理论将分形几何来表征粗糙表面,并且根据 W-M 函数<sup>[17]</sup>通过建立不同分形维数下的粗糙表面接触模型,得出真实接触面积与载荷之间关于分形维数的函数表达式,即 MB 分形接触模型。陈虹旭等<sup>[18]</sup>基于修正的分形理论,建立了基于接触部位表面的法向接触刚度模型,对分形维数与法向接触刚度大小间的关系进行了研究,通过对模型的固有频率进行仿真分析并进行试验验证了模型的准确性。樊智敏等<sup>[19]</sup>综合考虑接触表面粗糙度、不同压力载荷等因素的影响,基于分形理论以及 Hertz 接触理论建立分形接触模型,通过进行分析得到当分形维数、粗糙度、载荷、真实接触面积之间的关系,研究结果发现分形接触模型数值仿真结果与实际情况相符合。

随着计算机技术的迅速发展,采用有限元手段对接触表面进行模拟计算方法也逐渐增多,并且有限元法具有高度简洁性和有效性,具有极强的工程应用价值。王霄等<sup>[20]</sup>和梁春等<sup>[21]</sup>采用形貌测量仪得到真实表面形貌数据,对数据进行插值处理后利用 CATIA 逆向建模得到粗糙表面接触模型,分析在弹性阶段和切向模量较大情况下的弹塑性阶段的接触过程中,真实接触面积与法向压力载荷之间呈近似线性函数关系。杨慧新<sup>[22]</sup>同样通过表面轮廓测量设备获取真实表面形貌数据,在有限元软件 ANSYS 使用命令流建立粗糙表面接触模型,并且根据测量设备的采样频率不同,相同压力载荷下真实接触面积也不相同,采样频率越高,真实接触面积越小。但当分辨率到达某一值时,真实接触面积不再变化,并且压力载荷与真实接触面积之间的关系近似为线性。姜英杰等<sup>[23]</sup>对真实形貌数据进行去噪后建立三维实体模型,进行有限元仿真后得到接触表面真实接触面积随压力载荷变化关系,并且发现在同下压力载荷铣削表面比磨削表面真实接触面积要小。与使用真实形貌数据建立粗糙接触表面有限元模型不同,马彬钊等<sup>[24]</sup>通过生成随机高斯表面来对接触表面进行模拟,采用 ABAQUS 软件对接触模型进行仿真,并且得到真实接触面积与接触表面平均接触应力之间的关系。周朝朋等<sup>[25]</sup>同样通过生成符合高斯分布的随机数据点来进行粗糙表面模拟,将数据直接导入 ANSYS 软件建立有限元模型,通过仿真以及曲线拟合得到法向接触力、真实接触面积随表面压入深度之间三次函数关系。

### 1.2.2 静密封界面泄漏分析研究现状

接触表面形成相互挤压形成的真实接触区域即密封界面的分布形式具有很强的不确定性,管路连接件中的接触部位亦是如此。国内外研究人员对静密封界面机理分析进行了大量工作。密封界面形成的泄漏通道涉及摩擦、流体、材料等多方面学科,并且在微观条件下实际粗糙接触表面的不确定随机性,增大了对静密封界面泄漏机理分析的工作难度。目前对静密封界面泄漏的研究方法可以分为三种:基于均化的思想方法、基于多孔介质思想的渗流研究和基于泄漏通道的描述方法<sup>[26]</sup>,这些方法均在一定程度上为解决密封界面泄漏量计算、密封评判标准提供重要技术手段。

由于密封界面在毫米甚至微米级别尺度, Patir 和 Cheng<sup>[27][28]</sup>通过基于均化的思想方法将微观尺度转化为宏观层面上进行求解, 引入流量因子推导出平均雷诺方程, 为研究表面粗糙度对润滑的影响提供新的方法。任晓等<sup>[29]</sup>基于 Patir 和 Cheng 提出的平均流动模型, 在忽略粘度变化的影响、假设膜厚为常数不变情况下推导出平均流动雷诺方程, 使用计算机对粗糙表面进行模拟, 通过将流量因子和膜厚代入方程得到了密封界面泄漏量。

随着逾渗理论<sup>[30]</sup>的提出和发展, 研究学者将逾渗理论引入到静密封界面泄漏分析中。Persson 等<sup>[31]-[33]</sup>基于逾渗理论以及粗糙表面接触模型提出了单枢纽密封理论, 通过使用栅格模型代替密封界面, 根据对密封界面的放大倍数和观察尺度系数的不同, 密封界面的接触面积大小也不相同。当对界面的放大倍数越大即观察尺度系数越小时, 更多细节会被展现出来, 真实接触区域部分也会越小。当逐渐减小观察尺度系数, 密封界面首次出现贯穿通道时, 此时观察尺度系数则认为是临界观察系数, 通过计算贯穿通道内的流量从而得到泄漏率的大小。单枢纽密封理论提供了更好的接触界面密封评判方法, 为解决静密封泄漏分析问题提供重要途径。并且 Lorenz 和 Persson<sup>[34]</sup>利用试验对单枢纽密封理论进行验证, 实验结果与理论值相符, 验证了理论的正确性和有效性。在逾渗理论以及 Persson 等人研究基础之上, 史建成等<sup>[26],[35][36]</sup>通过有限元方法建立多尺度下粗糙表面接触模型, 分析不同尺度下真实接触面积与法向接触压力之间的关系, 并且通过栅格模型模拟接触界面密封泄漏变化规律, 结合实验提出该模型的有效性。周敏<sup>[37]</sup>建立密封界面泄漏微通道模型, 利用算法编程得到孔隙率与空隙尺寸之间的关系, 通过孔隙率和逾渗阈值判断接触界面是否产生泄漏, 并且利用简化的雷诺方程和连续性方程得出微通道模型的泄漏率。陆建花<sup>[38]</sup>探讨了压力载荷、表面形貌以及材料属性对密封界面孔隙率的影响, 并且通过对不同层数网格模型进行对比分析, 最终确定单层网格模型具有代表性和适用性。嵇正波等<sup>[39]-[41]</sup>探讨了 GW 模型、MB 模型以及 Persson 理论模型的不足之处, 基于逾渗理论建立了密封界面泄漏通道新模型; 接触表面粗糙度越大, 则孔隙率也越大, 初始孔隙率与分形维数正相关, 而与尺度系数无关; 并且对密封界面模拟可以简化为单层网格栅格模型。王衍等<sup>[42]</sup>根据逾渗理论建立接触界面密封泄漏通道模型, 采用 FLUENT 数值模拟方法分析了压力载荷、分形维数和尺度系数对密封界面泄漏率和泄漏量的影响。孙唯一<sup>[43]</sup>通过有限元方法分析, 基于逾渗理论和密封界面栅格模型得到不同粗糙度和不同纹理的表面对接触面积和表面的密封性能的影响, 为提高接触界面密封性能提供一定参考价值。

### 1.2.3 管路密封性能研究现状

管路系统在飞机结构中不是独立存在, 密封性能一旦发生泄漏故障, 会牵连液压系统、燃油系统等出现一系列影响飞机安全飞行的问题, 其重要性不言而喻。根据机械密封的基本原理, 管路连接件中的密封方式属于单端面式密封, 由于结构简单, 易加工和拆装而应用广泛<sup>[44]</sup>。研究学者做了关于管路连接件密封性问题诸多方面的工作, 针对接触表面形貌、装配偏差、外部

环境、密封机理等方面进行了深入研究。

管路连接件之间通过静密封挤压式接触实现密封，接触表面粗糙度对密封性能起到了不可忽略的作用。根据航空标准 HB4-3-2002<sup>[45]</sup>和 HB4-52-2002<sup>[46]</sup>的规定，对于扩口管和管接头接触部位的表面粗糙度控制在 0.8 以内，并且扩口接触表面不应有任何划痕或裂纹的存在，内锥面向管体圆柱面过渡应光滑无环形波纹。同样根据王衍等<sup>[42]</sup>的研究，表面轮廓尺度系数大小表现为表面是否存在加工痕迹，表面是否光滑，并且应尽量加工精密避免泄漏的产生。刘文威<sup>[47]</sup>根据分形理论建立表面接触模型，通过计算得出当表面粗糙度越小，在同等法向压力载荷时真实接触面积越大。为了产生良好密封性能，首先应保证管路连接件本身接触表面尽可能光滑。

在管路连接件的加工和装配中产生的结构尺寸偏差以及缺陷对密封性能也会产生较大影响。冉光斌等<sup>[48][50]</sup>以双锥形管路连接件为研究对象，根据不同材料设计出了最合理的锥角结构，并且得到锥角偏差范围。王小刚等<sup>[51]-[53]</sup>通过对不同接触对模型进行有限元仿真，得到锥头和球头表面与锥孔接触时的锥角偏差范围，并且得到保证密封时所需要的轴向预紧力和对应的密封面宽度，为管路连接件设计加工提供具体参考。吕堃博<sup>[54]</sup>通过不正常装配过程中对管路密封性能进行了分析，接触表面应力分布不均匀导致密封界面出现滑动，密封性能显著减小。陈芝来<sup>[55]</sup>通过对扩口、无扩口以及梁式管路连接件的仿真结果，分析它们的优缺点，并且为梁式管路装配提供技术参考，制定合理的装配规范。张杰毅<sup>[3]</sup>和张旭<sup>[56][57]</sup>通过分析不同装配偏差下的管路密封性能，引入密封评判指标，得到装配偏差控制标准，并通过实验进行验证，并对现有标准提出了合理改进。陈迪<sup>[58]</sup>针对 74° 扩口式管路连接件进行密封性能分析，发现当接头锥面角度在 66-78° 时能满足密封性可靠性，并且摩擦系数越小，密封界面的接触应力越大，在实际工程问题中可以对接触表面进行润滑处理和适当减小扩口角度来提高扩口式管路连接件的密封可靠性。李钧甫等<sup>[59]</sup>通过对扩口式管路连接件进行无偏差以及带角度偏差的仿真分析，发现带角度偏差时扩口管接触表面内部压力不均，导致内外部之间出现连通区域，密封性能遭到破坏，为保证管路连接件密封性能，应对其结构进行优化改进。

管路连接件在实际工况中所处在外环境例如振动、高温、脉冲流体等因素对自身的密封性能也会存在一定影响。Nan 等<sup>[60]</sup>通过研究振动环境下的管路密封性能中发现，使用金属垫圈可以对密封试验的振幅、频率等有效控制，对密封性能试验提出具体改进措施。熊影辉<sup>[61][62]</sup>通过扩口式管路连接件在外振动条件下，其螺母处螺栓预紧力的衰退规律，当装配偏差小于一定范围时振动工况对螺栓预紧力几乎不产生影响，在实际工程应用中可以允许加工过程存在一定偏差，从而降低管路加工成本。闫洋洋等<sup>[63][65]</sup>针对高压流体、脉冲流体、流体温度以及外部振动环境下的管路连接件的密封特性进行分析，得到不同压力条件下高压、脉动、温度、振动条件下对管接头密封性能影响，并且获得了合理的力矩装配范围。郭雪杰<sup>[66]</sup>以扩口式管路为研究对象，分析了在高温和振动条件下密封衰退机理，当温度升高和振幅加大时，均会导致螺

栓紧固力下降，从而导致密封性能衰退。许孝林<sup>[67]</sup>则通过无扩口式管接头进行二维简化有限元分析，对管接头处形成的装配缝隙进行流固耦合分析，发现对密封性能不构成影响；按照标准规定中施加振动载荷同样没有使得密封性能衰退。

### 1.3 存在的问题及本文的主要研究内容

#### 1.3.1 目前研究中存在的问题

目前，国内外研究者针对粗糙表面接触分析、密封界面泄漏分析和管路密封性能分析做了大量研究，但依然存在以下问题：

(1) 管路连接件密封性能分析中，不能有效确定扩口管和管接头接触部位达到密封时所需要的接触应力大小，从而得到评判管路密封性能的指标；

(2) 航空标准中制定的装配偏差控制范围没有明确针对不同的管道尺寸和型号。不同尺寸对应的装配偏差范围需进行详细的仿真和试验研究，并在现在标准基础上进行适当改进和调整；

(3) 针对管路连接件结构特征，螺栓预紧力和拧紧力矩的转化关系需要进行仿真和试验验证，以提高有限元建模的准确性。

#### 1.3.2 本文主要研究内容

图 1.2 为课题的总体研究流程图。课题研究先从管路连接件入手，分别进行管路连接件仿真和试验分析。其中仿真分析包括粗糙表面接触仿真和管路连接件整体的仿真，通过对粗糙表面的接触仿真，得到达到密封条件下所需要的最小压力载荷，即最小密封比压。将此指标作为评判管路连接件达到密封的标准，通过对管路连接件的仿真得到不同装配偏差下的最小拧紧力矩和密封面宽。试验分析则通过密封性试验和密封面宽的测定试验，得到不同装配偏差下管路最小拧紧力矩和对应的密封面宽，并将仿真结果和试验结果进行比较以验证有限元模型的正确下来。最后，提出飞机管路装配控制标准。



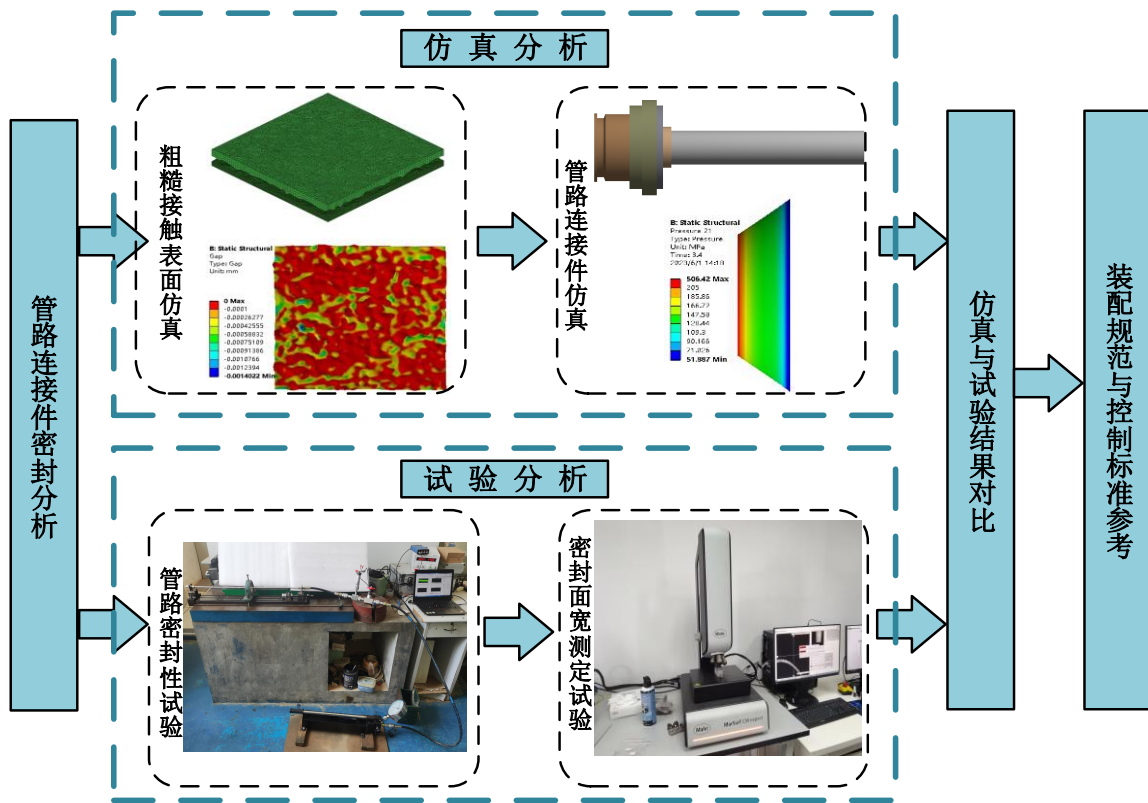


图 1.2 课题研究总体流程图

论文共分为六个章节，各个章节部分的主要内容如下：

第一章为绪论，本章主要介绍课题研究背景及意义，同时，对现有国内外研究现状进行综述。最后总结出了目前研究中存在的问题。

第二章进行扩口式管路连接件结构力学性能分析。针对扩口式管路连接件，首先分析其结构特征，然后对管路接触部位摩擦副材料进行摩擦系数测定，最后对螺栓拧紧力矩与轴向预紧力的转化关系进行了仿真分析和试验验证。

第三章进行管路连接件粗糙表面接触特性分析及密封性能评判。首先介绍了经典接触问题的基本原理，随后针对真实管路连接件中扩口管和管接头接触面进行表面形貌数据获取，对所得表面形貌数据进行逆向建模和有限元仿真，得到真实接触面积比随表面平均接触应力变化的关系曲线，通过采用栅格化模型进行粗糙接触表面密封性能分析与评判，最后得到扩口管和管接头接触表面达到密封性能的评价指标。

第四章进行装配状态对管路密封性能影响分析。本章首先介绍了现有的金属密封准则，并根据前文的密封性能评价指标，对第 1 尺寸系列  $d_o=4\text{mm}$ 、 $d_o=6\text{mm}$ 、 $d_o=8\text{mm}$  三种管径的扩口式管路连接件进行有限元仿真分析，通过改变拧紧力矩和装配偏差大小，得到管路达到密封时所需要的最小拧紧力矩和装配偏差控制范围，以及接触部位发生屈服变形的密封带宽。

第五章进行管路连接件密封性能综合试验研究。本章进行了管路连接件密封性能试验和密

封带宽测定试验，其中密封性能试验包括无装配偏差下的密封性能试验和最小拧紧力矩下装配偏差对密封性能的影响试验。将试验结果与仿真结果进行对比验证，最后通过仿真分析得到装配偏差控制范围。

第六章，总结与展望。对本文内容及创新性成果进行总结，并对后续研究工作进行分析和展望。

## 第二章 扩口式管路连接件结构力学性能分析

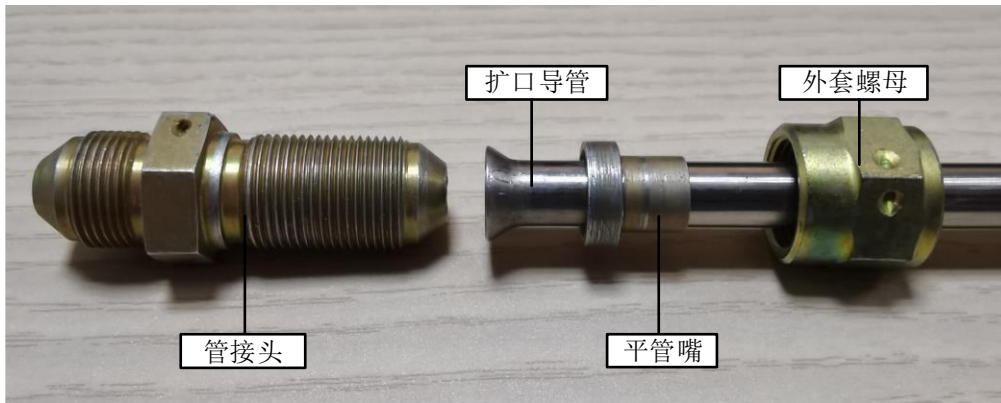
### 2.1 引言

扩口式管路连接件结构简单，易加工和反复拆装，广泛应用于高压液压管路系统<sup>[68]</sup>，主要通过扩口导管和管接头之间相互挤压形成面-面密封。本章首先对飞机管路连接件的结构组成以及工作状态进行介绍；然后对管路连接件接触部位所对应材料之间的摩擦系数进行测定，为后续有限元仿真模型确定参数；接下来针对管路连接件螺纹连接部位进行分析，推导出扩口式管路连接件扭拉关系公式，为管路连接件有限元仿真建模提供依据。

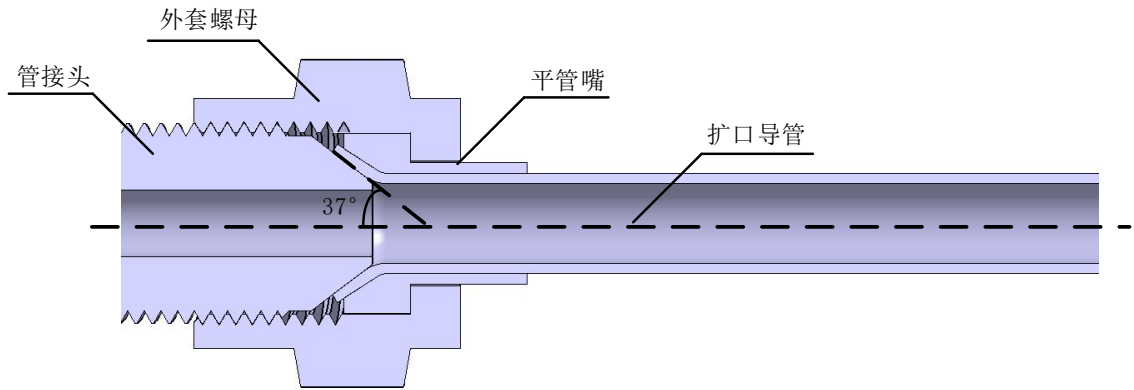
### 2.2 扩口式管路连接件结构

#### 2.2.1 管路连接件结构组成

扩口式管路连接件根据扩口角度不同可分为  $37^\circ$ 、 $45^\circ$  和  $60^\circ$ ，其中  $37^\circ$  扩口式应用最为广泛<sup>[70]</sup>，本文研究对象为航标规定<sup>[71][74]</sup>的第1尺寸系列  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  三种管径的  $37^\circ$  扩口式管路连接件，均由扩口导管、管接头、外套螺母和平管嘴组成，如图 2.1 所示。扩口导管采用冲压工艺制成，扩口部位外表面与平管嘴内表面相贴合，内表面与管接头外锥面接触，通过对外套螺母进行拧紧，使得扩口内表面与接头外锥面受到轴向压紧力，接触表面受到挤压产生形变填充之间的微小间隙从而起到密封作用。



(a) 扩口式管路连接件实物图



(b) 装配体剖面图

图 2.1 管路连接件结构组成

### 2.2.2 管路连接件工作状态

管路连接件内部通常充以高压油液来维持飞机正常运转，根据最新航标 HB 4-1-2020<sup>[75]</sup>对导管工作压力的要求，通常由导管材料、壁厚、管径等因素决定，根据以下公式进行计算：

$$P = P_{\min} / n \quad (2.1)$$

其中， $P$  为工作压力， $P_{\min}$  为最小爆破压力，单位均为 MPa。 $n$  为强度安全系数，根据系统设计规范或合同要求确定，一般取 4 或 3.15。最小爆破压力  $P_{\min}$  的计算公式根据 HB4-31~43-2002<sup>[76]</sup> 中的计算公式：

$$P_{\min} = \frac{\sigma_b \left( \frac{d_N}{e_{\min}} + 1 \right)}{\frac{1}{2} \left( \frac{d_N}{e_{\min}} \right)^2 + \left( \frac{d_N}{e_{\min}} \right) + 1} \quad (2.2)$$

式中： $\sigma_b$  为导管材料的强度极限， $d_N$  为导管的公称内径， $t_{\min}$  为导管的最小壁厚，为公称壁厚的 95%。

根据式(2.1)与(2.2)可以得知 1 系列扩口式管路连接件正常工作压力约为 21MPa，并且根据 GJB 638A-97<sup>[77]</sup> 中相关规定，对于压力管路的导管、接头等部分的试验压力应在正常工作压力 21MPa 的 2 倍即 42MPa 压力下开展实验。于是在后续仿真及试验过程中对管路连接件内部充以 42MPa 油液压力进行相应密封性能研究分析。

### 2.3 管路连接件材料摩擦系数测定

管路连接件中通过各部件装配在一起，其中存在扩口管-管接头、扩口管-平管嘴、平管嘴-外套螺母、外套螺母-管接头四个接触对，每个接触对间均是摩擦接触，摩擦系数对仿真过程中会产生较大影响，需通过摩擦系数测定试验来得到各个部件材料间的摩擦系数。管路连接件中扩口导管材料为 1Cr18Ni9Ti，管接头、平管嘴和外套螺母使用的材料为 45#钢，摩擦接触中存在 1Cr18Ni9Ti 与 45#钢材料接触和 45#钢与 45#钢材料接触。根据航标<sup>[75]</sup>中规定的加工工艺得

到 1Cr18Ni9Ti 与 45#钢板试验件，设计并进行了摩擦系数测定试验。

### 2.3.1 摩擦系数测定原理

摩擦系数分为动摩擦系数和静摩擦系数，静摩擦系数是指最大静摩擦力的大小与接触面间的正压力的比值，动摩擦系数是指动摩擦力的大小与接触面间的正压力的比值。如图 2.2 所示，当一物体 A 水平放在另一物体 B 表面时，通过施加与接触表面水平的缓慢增大的外力  $F$  的过程中使二者从相对静止转为相对滑动的状态，当两物体有相对运动趋势，但还没有相对运动时，此时施加的外力大小等于最大静摩擦力大小；当两物体产生匀速相对运动时，此时外力大小等于滑动摩擦力大小。动静摩擦系数计算公式如下：

$$\mu_s = \frac{F_s}{mg} \quad (2.3)$$

$$\mu_k = \frac{F_k}{mg} \quad (2.4)$$

式中， $\mu_s$  为静摩擦系数， $\mu_k$  为动摩擦系数， $F_s$  为产生相对运动趋势时施加外力大小， $F_k$  为产生匀速相对运动时外力大小， $m$  为物体质量， $g$  为重力加速度，取  $9.8\text{m/s}^2$ 。

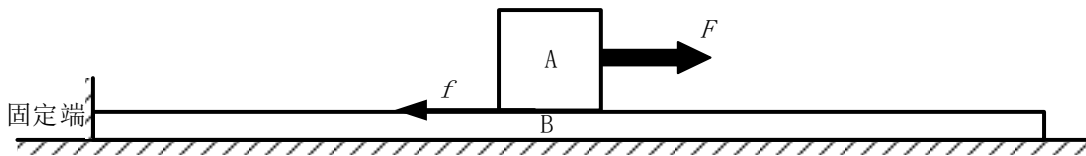


图 2.2 摩擦系数测定示意图

### 2.3.2 管路连接件摩擦副摩擦系数测定试验

#### (1) 测试设备和试件

试验设备为 ZT-3009 型摩擦系数测试仪，由平台底座，滑块、电机、力传感器、显示屏、夹具、打印机等部分组成，如图 2.3 所示。滑块由电机驱动，用于带动滑块试验件在水平底座向左缓慢匀速移动，夹具负责固定底座试验件在水平底座上，显示屏用于显示拉力大小以及动静摩擦系数，打印机用于结果打印输出。测试仪具体参数规格如表 2.1 所示。

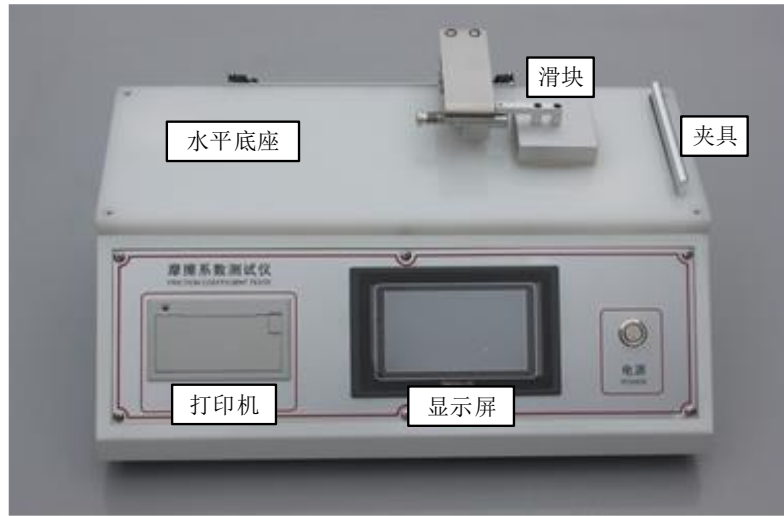
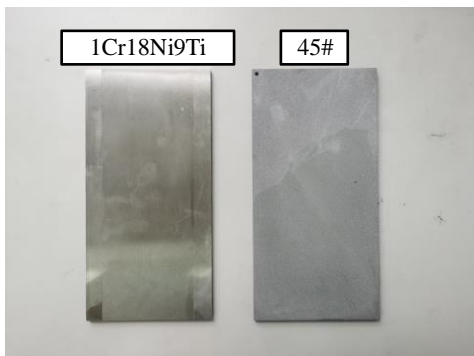


图 2.3 ZT-3009 型摩擦系数测试仪

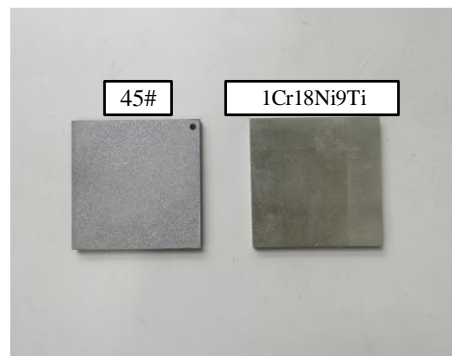
表 2.1 摩擦系数测试仪规格参数

规格	参数值
有效滑动行程/mm	0-150
滑块质量/g	200
滑块的尺寸/mm	63×63
滑块移动速度/mm·min <sup>-1</sup>	0-300
电源/V	220
测试仪外形尺寸/mm	480×295×230

根据摩擦系数测试仪水平底座、滑块大小和工作距离，设计加工了 1Cr18Ni9Ti 和 45#钢的底座试验件和滑块试验件，底座试验件大小为 200mm×100mm×4mm，滑块试验件大小为 63mm×63mm×4mm，除此之外，还需使用到电子秤对试验件和滑块质量进行测定，以及使用胶水对滑块和试验件进行粘连固定，试验所需材料如图 2.4 所示。



(a) 底座试验件



(b) 滑块试验件



(c) 电子秤



(d) 454 胶水

图 2.4 试验材料

## (2) 试验方法

试验方法参考 GB/T 22895-2008<sup>[78]</sup>和 GB/T 10006-2021<sup>[79]</sup>, 并进行了适当的优化, 具体操作步骤为:

步骤 1: 将滑块试验件与滑块进行粘连, 使用电子秤测定二者质量, 将质量数值输入到摩擦系数测定仪当中。底座试验件通过夹具固定在水平底座上;

步骤 2: 将滑块与电机连接, 对滑块进行复位。复位结束后设置滑块移动速度为 100mm/min;

步骤 3: 启动仪器, 观察显示屏中拉力大小增加情况。当拉力增加到一定值时, 滑块试验件开始产生滑动, 继续滑动 100mm 后停止移动。获得拉力大小随滑块位移时间变化曲线; 并将结果通过打印机进行打印, 得到此次试验的动静摩擦系数;

步骤 4: 重复步骤 1~步骤 3, 通过更换不同试验件, 每组试验件分别测定 3 次 1Cr18Ni9Ti 和 45#钢, 45#钢和 45#钢之间的动静摩擦系数, 共测量 3 组。试验过程如图 2.5 所示。

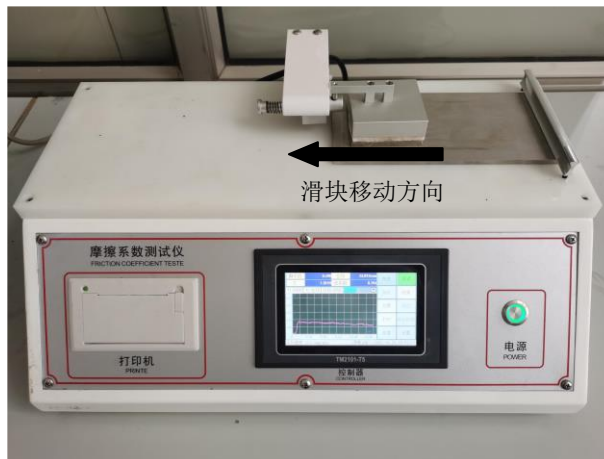


图 2.5 摩擦系数测定过程

### 2.3.2.3 试验结果分析

将 1Cr18Ni9Ti 和 45#钢、45#钢和 45#钢测试结果数据记录如表 2.2 和表 2.3 所示。

考虑三维真实粗糙表面的管路密封机理研究

表 2.2 1Cr18Ni9Ti 和 45#钢试验数据

组别 序号	第一组试验			第二组试验			第三组试验		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
滑块与滑块试验件总质量 $m/\text{kg}$	0.356			0.354			0.358		
拉力峰值 $F_m/\text{N}$	0.516	0.509	0.519	0.527	0.523	0.513	0.533	0.529	0.515
匀速运动拉力 $F_u/\text{N}$	0.495	0.495	0.509	0.503	0.489	0.492	0.526	0.515	0.505
静摩擦系数 $\mu_s$	0.148	0.146	0.149	0.152	0.151	0.148	0.152	0.151	0.147
动摩擦系数 $\mu_k$	0.142	0.142	0.146	0.145	0.141	0.142	0.150	0.147	0.144

表 2.3 45#钢和 45#钢试验数据

组别 序号	第一组试验			第二组试验			第三组试验		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
滑块与滑块试验件总质量 $m/\text{kg}$	0.362			0.365			0.363		
拉力峰值 $F_m/\text{N}$	0.553	0.556	0.554	0.568	0.575	0.579	0.558	0.551	0.553
匀速运动拉力 $F_u/\text{N}$	0.539	0.560	0.525	0.529	0.536	0.519	0.544	0.530	0.539
静摩擦系数 $\mu_s$	0.156	0.157	0.155	0.159	0.161	0.163	0.157	0.155	0.156
动摩擦系数 $\mu_k$	0.152	0.158	0.147	0.148	0.150	0.146	0.153	0.149	0.152

通过表 2.2 和表 2.3 中的摩擦系数结果取均值得到 1Cr18Ni9Ti 和 45#钢、45#钢和 45#钢之间的动静摩擦系数，如表 2.4 所示。

表 2.4 试验结果

材料	1Cr18Ni9Ti 和 45#钢	45#钢和 45#钢
静摩擦系数均值 $\bar{\mu}_s$	0.149	0.158
动摩擦系数均值 $\bar{\mu}_k$	0.144	0.150

## 2.4 扭拉关系理论分析与试验验证

管路连接件的密封性能好坏与接触表面轴向预紧力的大小直接相关，而轴向预紧力是通过螺母部位拧紧过程施加的拧紧力矩转化得来。在仿真分析过程中，对带螺纹的管路连接件进行有限元计算耗时较长且容易导致结果不收敛，需针对拧紧力矩与轴向预紧力之间的扭拉关系进行分析，从而能更好在仿真中使用轴向预紧力代替拧紧力矩，提高仿真效率。



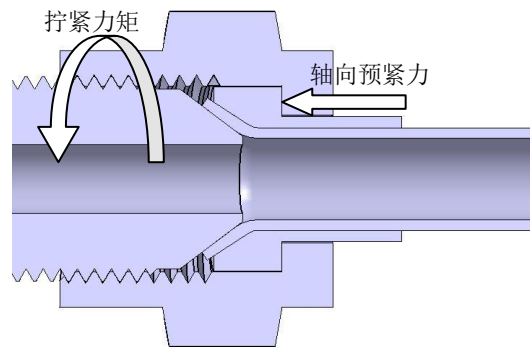


图 2.6 拧紧力矩施加示意图

由于管路连接件接触部位为锥面且结构较为复杂，直接用有限元建模将导致计算量很大且由于接触面过多而导致计算不收敛等问题。本节将其螺纹连接部位转化为普通螺栓在拧紧力矩作用下产生的轴向预紧力问题进行研究，可以大大简化螺栓键连接的建模。针对考虑螺纹细节的螺栓预紧过程中拧紧力矩与螺栓预紧力之间的转换关系，建立了  $M15 \times 1.5$  螺栓有限元模型并进行仿真计算，同时进行扭拉关系试验，将仿真结果、螺栓扭拉关系理论公式计算结果、以及试验结果进行对比，推导出扩口式管路连接件中的扭拉关系计算公式，得到不同管径下拧紧力矩与轴向预紧力之间的转化关系，为后续有限元仿真建模中对管路连接件施加轴向预紧力以代替拧紧力矩的方法提供依据。

#### 2.4.1 螺栓扭拉关系经典理论计算方法

螺栓连接结构示意图如图 2.7 所示，其中共包含三个接触对，分别是①螺栓与螺母之间螺纹副接触对、②螺母与支承面间的接触对和③螺栓与支承面间的接触对。

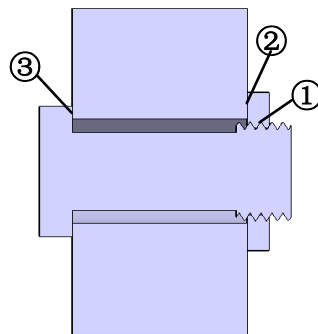


图 2.7 螺栓连接结构示意图

在实际对螺栓进行预紧过程中，③号接触对不会发生相对滑动，产生预紧力的力矩仅用于克服①、②号接触对之间摩擦力、压力产生的力矩<sup>[80]</sup>。根据螺纹紧固件通则<sup>[81]</sup>，拧紧力矩与预紧力的关系式为：

$$T = T_s + T_w = K \times F \times d \quad (2.5)$$

其中， $T$  为施加的拧紧力矩， $T_s$  为螺纹副间产生的压力和摩擦力矩， $T_w$  为螺母与支承面间

产生的摩擦力矩， $K$  为扭矩系数， $F$  为产生的预紧力， $d$  为螺纹公称直径。 $T_s$ 、 $T_w$ 、 $K$  的计算公式如下：

$$T_s = \frac{F}{2} \left( \frac{P}{\pi} + \mu_s d_2 \sec \alpha' \right) \quad (2.6)$$

$$T_w = \frac{F}{2} \mu_w D_w \quad (2.7)$$

$$K = \frac{1}{2d} \left( \frac{P}{\pi} + \mu_s d_2 \sec \alpha' + \mu_w D_w \right) \quad (2.8)$$

式中， $P$  为螺纹螺距， $\alpha'$  为螺纹牙侧角， $\mu_s$  为螺纹间摩擦系数， $\mu_k$  为螺母与支承面间的摩擦系数， $d_2$  为螺纹中径， $d$  为螺纹公称直径， $D_w$  为支承面摩擦扭矩的等效直径。并且当接触的支承面为圆环状时，等效直径  $D_w$  的计算公式为：

$$D_w = \frac{2}{3} \times \frac{d_w^3 - d_h^3}{d_w^2 - d_h^2} \quad (2.9)$$

式中， $d_w$  为接触的支承面圆环内径； $d_h$  为接触的支承面圆环外径。

根据  $M15 \times 1.5$  螺栓参数以及支承面大小，得到各参数数据如表 2.5 所示。螺栓、螺母和支承面间所用材料为 45# 钢，故  $\mu_s = \mu_k$ ，但其表面加工工艺与 2.3 节采用的 45# 钢试验件不相同，不能直接使用 2.3 节的试验结果来作为此螺栓中的摩擦系数值。因此，需针对螺栓间的摩擦系数进行探讨。

表 2.5 螺栓及支承面参数

参数	参数值
螺纹公称直径 $d/\text{mm}$	15.00
螺距 $P/\text{mm}$	1.50
螺纹中径 $d_2/\text{mm}$	14.03
螺纹牙侧角 $\alpha'/^\circ$	30.00
支承面内径 $d_w/\text{mm}$	16.00
支承面外径 $d_h/\text{mm}$	22.00

通过计算不同摩擦系数情况下对应的扭拉关系计算公式，得到拧紧力矩与轴向预紧力之间的关系如图 2.8 所示。当拧紧力矩相同的情况下，根据随着摩擦系数逐渐增大，轴向力大小逐渐下降，这是因为摩擦系数越大，拧紧过程中需要克服的扭转力矩越大，导致轴向预紧力相应减小。

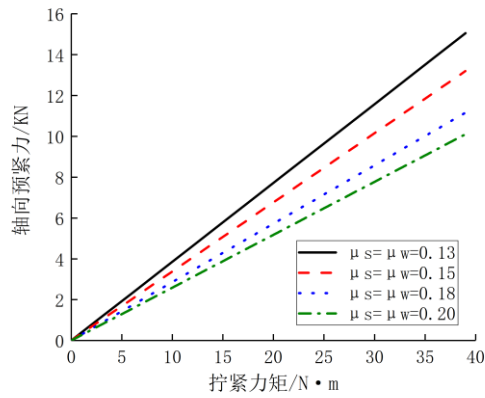
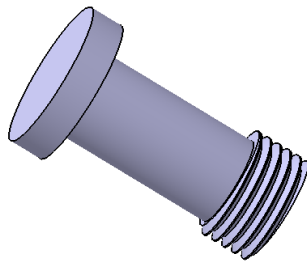


图 2.8 理论公式计算结果

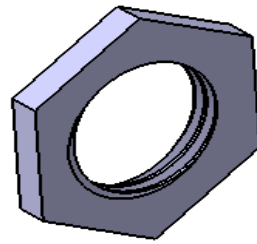
### 2.4.2 基于有限元的螺栓预紧过程扭拉关系分析

#### (1) 三维实体模型

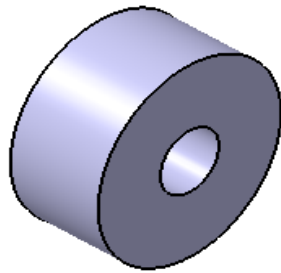
根据实际应用中的螺栓结构尺寸建立三维实体模型是进行后续有限元分析的先决条件。本文根据螺栓实际尺寸大小，建立 M15×1.5 螺栓、螺母以及螺栓预紧传感器模型，并将三部分按照实际试验时进行装配，如图 2.9 所示。



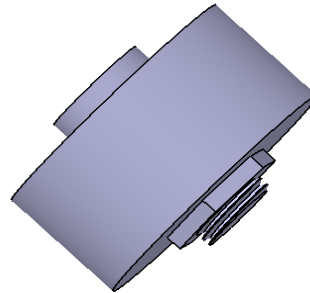
(a) M15×1.5 螺栓



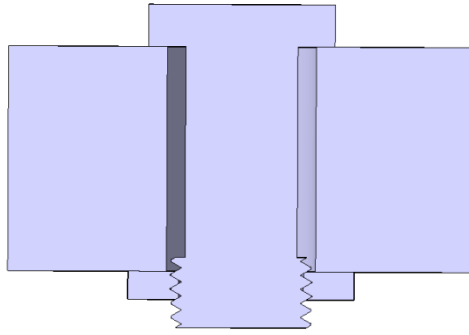
(b) M15×1.5 螺母



(c) 螺栓预紧传感器



(d) 装配体模型



(e) 装配体剖面图

图 2.9 试验件以及传感器模型

## (2) 有限元网格划分及材料属性定义

在进行有限元网格划分时，对于螺栓螺母的斜螺纹部分，使用传统网格划分方法很难划分出规则六面体网格模型，这样会导致后续有限元求解过程计算结果难以收敛，无法仿真得出螺栓轴向预紧力的大小。由于螺纹结构的复杂性，使用高质量六面体网格划分模型较为困难。Fukuoka 等<sup>[82]</sup>提出一种有效的三维有限元建模方法，可以精确的整体性地构造出带斜螺纹六面体网格模型。基于此，本文使用了一种包含过度网格及升角的螺纹六面体网格划分方法<sup>[83]</sup>，对于划分螺纹部分时，需要将此部分分为螺牙部分、螺杆轴向过渡区域、螺杆横向过渡区域进行精确划分，使得需要三部分网格能保证完全贴合上去。如图 2.10 所示，以螺栓为例，在 Hypermesh 软件中首先进行切分操作，切分为螺牙和螺杆两大部分；然后，对螺牙上表面部分划分出规则的二维四边形网格，对二维网格进行旋转、平移、映射等操作，形成三维螺牙网格；由于螺牙部分需要向螺杆圆柱部分平滑过渡，紧接着，分别对螺杆切分出轴向以及横向过渡区域，同样将二维网格旋转、平移、映射等操作形成三维网格。最后，对三部分网格进行粘连检查，并对剩余圆柱区域进行三维网格划分，最终得到完整螺栓有限元模型。同理对螺母部分也是如此，并且对螺母六边形部分进行简化为圆柱状模型，以减少计算时间，并对网格赋予 solid185 单元属性，solid185 单元用于构造三维固体结构，通过 8 个节点来定义，每个节点有 3 个沿着 xyz 方向平移的自由度。单元具有超弹性、应力刚化、蠕变、大变形和大应变等能力。最终得到螺栓的有限元模型如图 2.11 所示，螺母有限元模型如图 2.12 所示。为了保证计算精度，将螺纹之间相互接触区域网格进行密化；同时，为了提高计算效率，对非接触区域网格进行疏化。装配完成的螺栓结构有限元模型如图 2.13 所示。

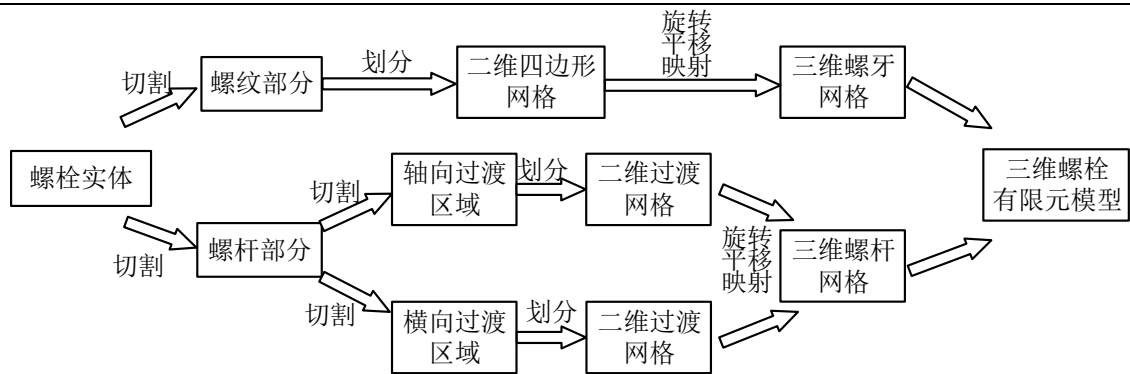


图 2.10 螺栓有限元网格划分流程图

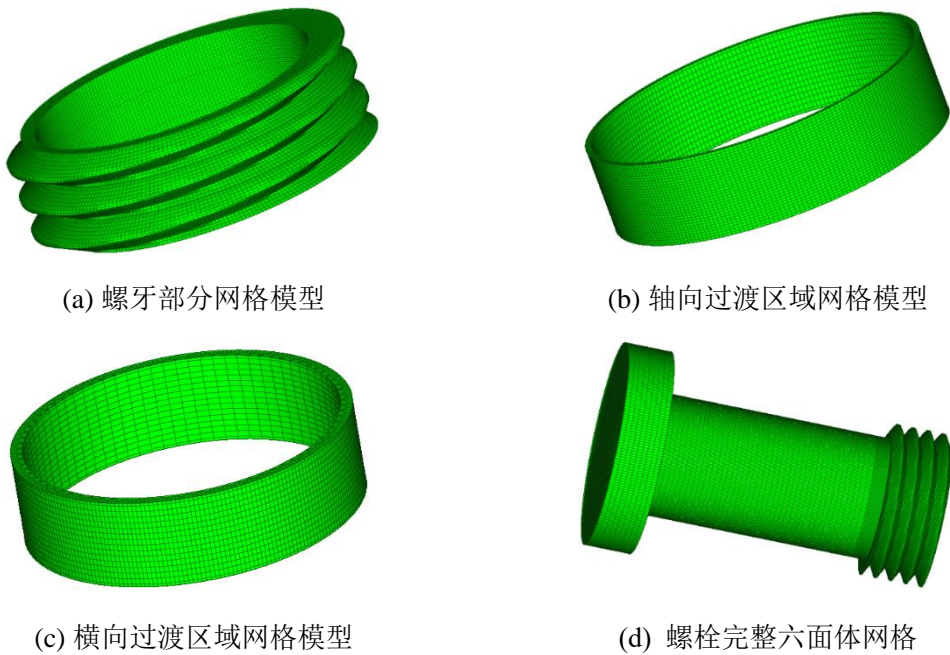


图 2.11 螺栓六面体网格三维模型

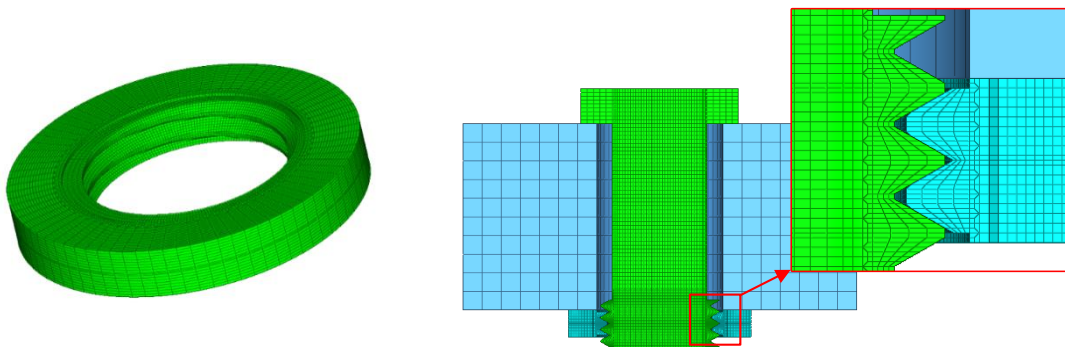


图 2.12 螺母六面体网格三维模型

图 2.13 螺栓结构有限元模型

试验件材料属性均为 45#钢，对模型赋予 45#钢材料密度、弹性模量、泊松比等材料参数以及应力-应变曲线。45#钢材料参数及应力应变曲线<sup>[3]</sup>分别如表 2.6 和图 2.14 所示。

表 2.6 45#钢材料参数

材料	密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	弹性模量 $E/\text{GPa}$	泊松比 $\nu$	屈服极限 $\sigma_s/\text{MPa}$	强度极限 $\sigma_b/\text{MPa}$
45#钢	7810	200.1	0.269	355.0	696.6

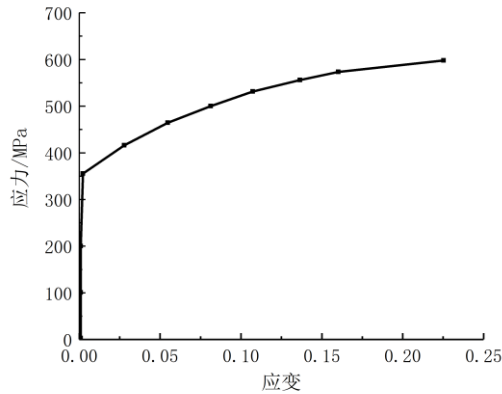
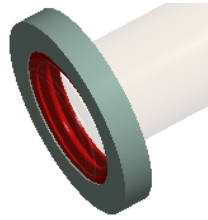


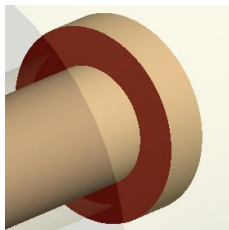
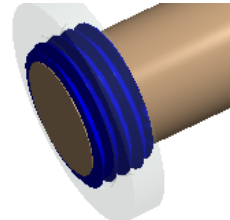
图 2.14 45#钢应力应变曲线

### (3) 约束条件及载荷施加

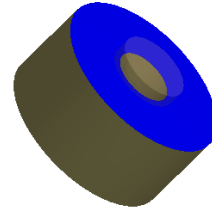
为了模拟真实情况下使用力矩扳手施加拧紧力矩，将装配模型导入 Workbench 施加约束条件及载荷。根据实际装配接触情况，分别设置三种类型接触对，分别是螺栓-螺母接触对、螺栓-传感器接触对、螺母-传感器接触对，如图 2.15 所示。其中螺栓-螺母处螺纹接触对、螺母-传感器接触对需要考虑摩擦情况，设置为摩擦接触，摩擦系数分别设置为 0.13、0.15、0.18、0.20，后续讨论不同摩擦因数对仿真结果与理论计算的影响。螺栓-传感器接触对设置为绑定接触。

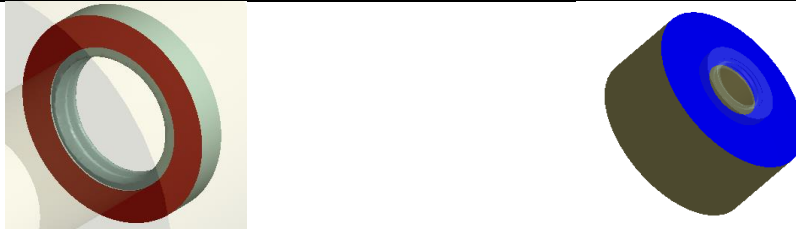


(a) 螺栓-螺母接触对



(b) 螺栓-传感器接触对





(c) 螺母-传感器接触对  
图 2.15 接触对设置

为模拟实际使用力矩扳手施加拧紧力矩情况，有限元边界条件设置如下：在螺栓上表面施加固定约束，与传感器接触的螺母表面施加限制 X、Y 方向的位移约束。同时选择螺母下表面添加一个远端位移点，选择远端位移点施加绕 Z 方向的 0~40N·m 拧紧力矩大小，约束及载荷施加如图 2.16 所示。

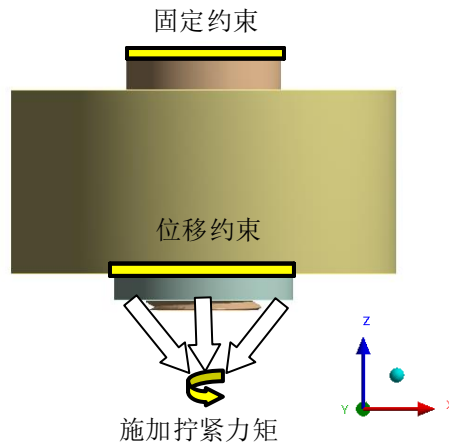


图 2.16 约束及载荷的施加

#### (4) 仿真结果分析

在螺栓拧紧过程中，螺母与传感器接触面以及螺母与螺栓之间发生相对滑动，螺栓与传感器表面不发生相对滑动，根据上述模型仿真得到其中拧紧力矩  $T=12.5\text{N}\cdot\text{m}$  时，螺纹上等效力分布以及螺母与支承面间应力分布云图如图 2.17 所示。可以看出：螺纹处会存在应力集中的现象，表明螺纹处受轴向力较大，是最容易发生破坏的区域，在进行拧紧时应合理控制拧紧力矩的大小；并且在螺母接触表面的应力并不是均匀分布而是由外而内逐渐增大。

采用后处理中探针功能提取出对螺母接触表面施加不同大小的拧紧力矩时，摩擦系数变化的情况下与传感器接触的螺母接触表面轴向预紧力大小关系如图 2.18 所示。可以看出，仿真结果变化趋势与图 2.8 理论公式计算结果变化趋势一致，并且由于螺纹部分随着力矩的增大将发生弹塑性变形，螺纹结构产生微小变化，导致仿真曲线斜率即扭矩系数  $K$  存在微小变化。



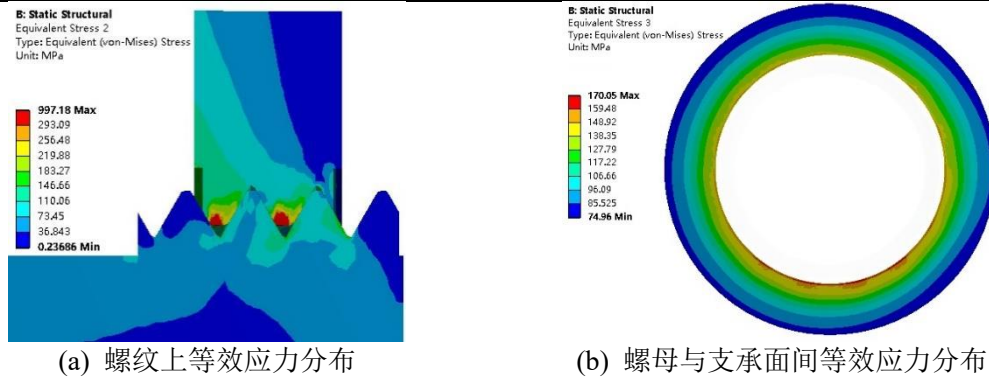


图 2.17 应力分布云图

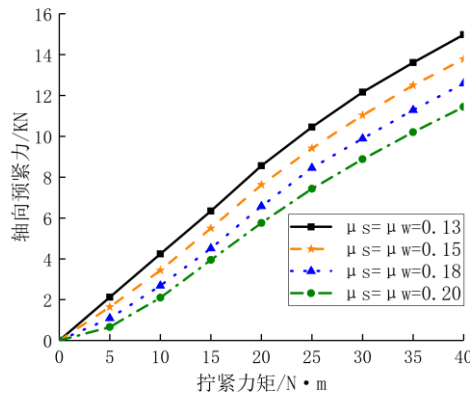


图 2.18 仿真分析结果

### 2.4.3 螺栓预紧力下的扭拉关系试验分析

为了测量外套螺母与螺栓拧紧时产生的实际预紧力大小，通过在螺栓与外套螺母之间使用螺栓预紧传感器来进行测试。

#### (1) 试验件及试验系统

试验件为  $M15 \times 1.5$  螺栓及外套螺母，试验装置分别由扬州晶明测试技术有限公司生产的 CFBLY 型轮辐式螺栓预紧传感器、电子力矩扳手、扬州晶明测试技术有限公司的信号放大器 JM3860、四通道信号数据采集器 JM5936L 以及压力自主开发的信号采集软件 RFIDS 组成，如图 2.19 所示，其中螺栓预紧传感器和电子力矩扳手主要技术参数如

表 2.7 和表 2.8 所示。将所有装置组装连接完成，试验装置连接如图 2.20 所示。





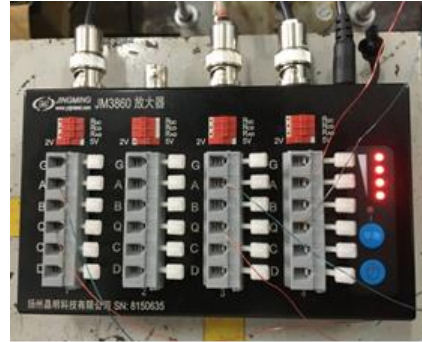
(a) M15×1.5 螺栓及螺母



(b) CFBL Y 型轮辐式螺栓预紧传感器



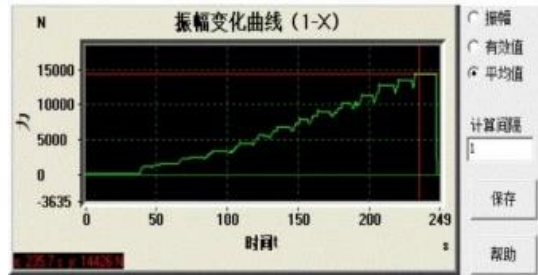
(c) 电子力矩扳手



(d) JM3860 信号放大器



(e) JM5936L 信号数据采集器



(f) 压力监测软件界面

图 2.19 试验设备示意图

表 2.7 压力传感器主要技术参数

参数	技术指标
最大量程/t	2
灵敏度/mV·N <sup>-1</sup>	0.024±0.005
输入电阻/Ω	750±20
输出电阻/Ω	700±5
推荐激励电压/V	10~15

表 2.8 力矩扳手主要技术参数

参数	量级
测量范围/N·m	0~100
超载能力/%	120
工作电流/mA	≤8
工作环境	温度 0~40℃ 相对湿度≤90%

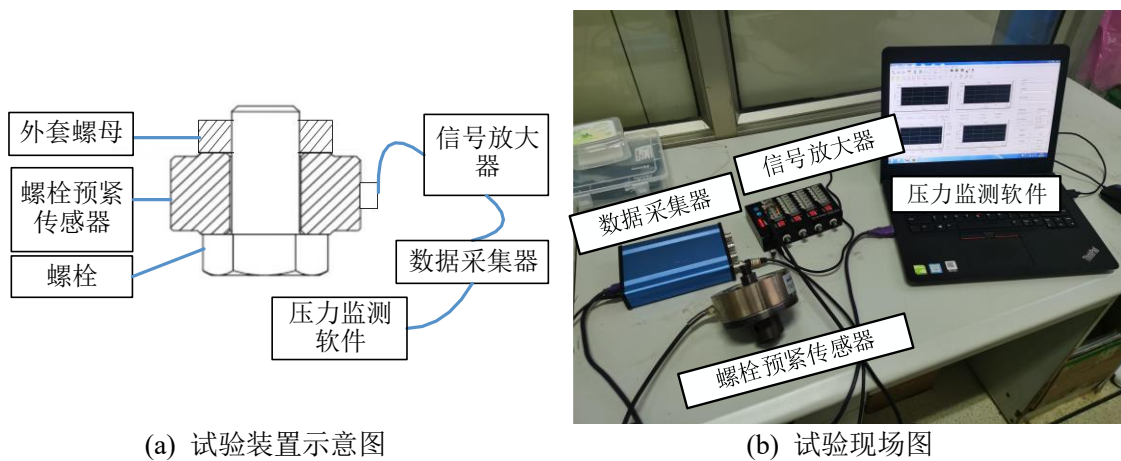


图 2.20 试验装置连接

## (2) 试验方法

根据 GB/T16823.3-2010 紧固件扭矩-夹紧力试验方法<sup>[84]</sup>，对其进行改进以适应本文的螺栓扭矩-预紧力模型。

步骤 1：打开压力监测软件，连接试验仪器，包括螺栓预紧传感器、信号放大器、数据采集器。

步骤 2：校准压力传感器。首先将轮辐式压力传感器放置于平面，其次然后将标准砝码放置于压力传感器上校准后的压力传感器灵敏度为 0.024mV/N。

步骤 3：将 M15×1.5 螺栓和螺栓预紧传感器固定住，将外套螺母拧至与螺栓预紧力压力传感器恰好接触，随后使用电子力矩扳手拧紧外套螺母，记录每次拧紧力矩数值与计算机显示出的相应的力的数值大小，力矩从 0~40N·m 每增大约 3N·m 记录一次数据。重复试验 5 次取平均值，得到压力随拧紧力矩变化关系。

## (3) 结果分析

5 组试验结果、5 组试验平均值、不同摩擦系数下的有限元模型仿真结果、以及不同摩擦系数下的理论公式计算结果及其比较如图 2.21 所示。其中，图 2.21 (a) 为 5 组试验结果；图 2.21 (b) 为 5 组试验平均值与不同摩擦系数下的有限元模型仿真结果比较；图 2.21 (c) 为 5 组试

验平均值与不同摩擦系数下的理论公式计算结果比较。通过比较可以得到如下结论：

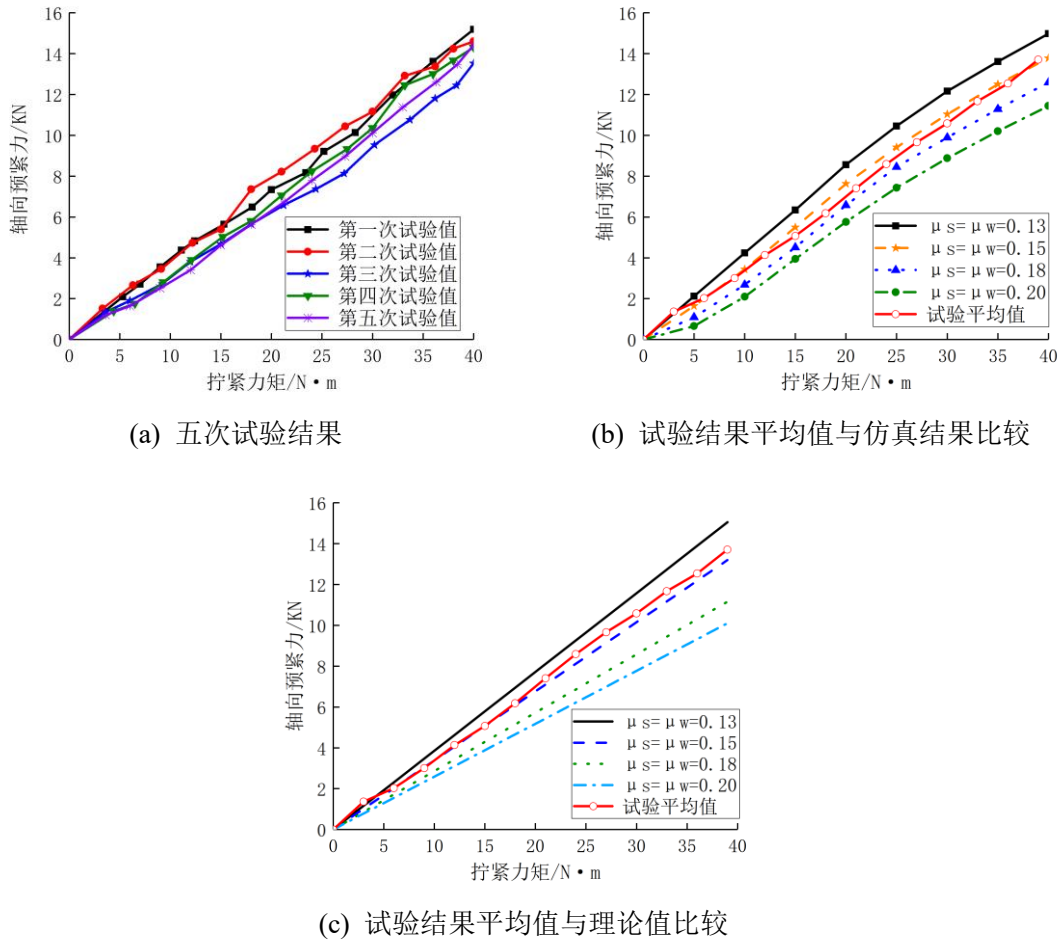


图 2.21 试验与有限元仿真、理论公式计算对比结果

1) 由图 2.21 可知，当螺纹摩擦因数 $\mu_s$ 与支承面摩擦系数 $\mu_w$ 设置为 0.15 时，仿真结果以及理论值能与实验结果很好匹配。图 2.22 为取摩擦系数 $\mu_s=\mu_w=0.15$  时试验平均值、仿真值以及理论公式值三者结果对比。可以看出，当力矩数值大小在  $15\text{N}\cdot\text{m}$  以内时，三者的结果吻合，当力矩数值在  $15\text{N}\cdot\text{m}\sim 40\text{N}\cdot\text{m}$  时理论值略小于试验平均值，仿真值略大于试验平均值，最大偏差为别为 5.43%与 2.99%，验证了仿真分析结果以及理论公式的有效性和可靠性。

2) 产生较小偏差原因是因为实际试验过程中虽然螺母与传感器接触面状态一致，但存在许多表面平整度、黏着磨损、挤压塑性变形等微观因素的影响，仿真与理论公式中只考虑了材料刚度、弹性变形、螺栓尺寸大小的因素，故会存在一些微小偏差。

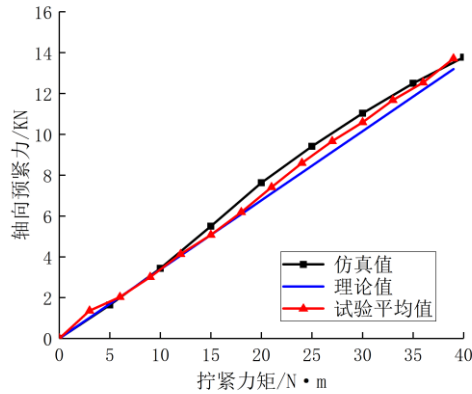


图 2.22 仿真分析结果

#### 2.4.4 管路连接件扭拉关系经验公式

通过对螺栓扭拉关系理论、仿真以及试验三个方面的分析，可以看出三者计算结果十分接近，并且通过试验验证了理论和仿真分析的准确性和可靠性。基于此，针对扩口式管路连接件中的螺纹结构进行扭拉关系理论推导，以期得到管路连接件扭拉关系的经验公式，以便在管路连接件仿真过程中对螺纹部分简化，采用轴向预紧力代替拧紧力矩，提升仿真效率。

管路连接件各零件之间共有四对接触对，其中四种类型接触对分别为：①平管嘴与外套螺母圆环形接触对、②扩口导管外部与平管嘴内部接触对、③扩口导管扩口部分与管接头外锥面的接触对、④管接头与外套螺母之间的螺纹接触对，如图 2.23 所示。

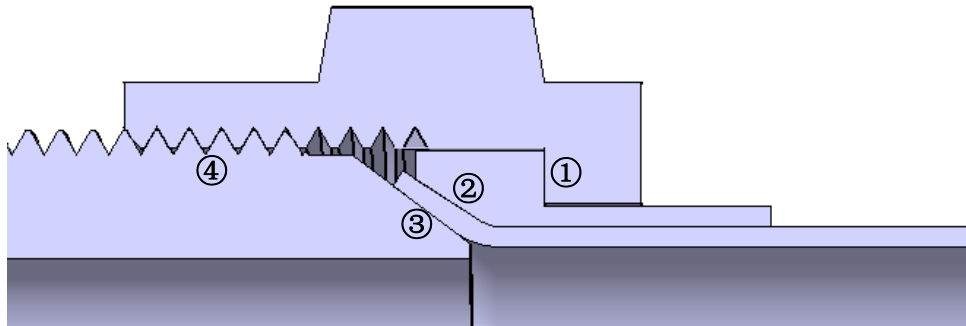


图 2.23 管路连接件接触对

将四个接触对中的摩擦力矩分别设为  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$ 、 $T_4$ ，则所需要的拧紧力矩  $T$  大小为：

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \quad (2.10)$$

在实际拧紧过程中，接触对之间相互滑动产生的摩擦力矩会抵消一部分拧紧力矩  $T$ ，而③号接触对之间是通过挤压实现密封，不会产生滑动<sup>[3]</sup>，且施加拧紧力矩时②号接触对之间也无相对滑动，可将扩口管与平管嘴视为一体<sup>[61][62]</sup>，即为绑定接触。故  $T_2=T_3=0$ 。参考螺纹紧固件通则<sup>[81]</sup>得到  $T_1$  与  $T_4$  的表达式如下<sup>[3]</sup>：

$$T_1 = \frac{1}{2} F \mu_1 d_1 \quad (2.11)$$

$$T_4 = \frac{1}{2} F d_4 \tan(\psi + \lambda) \quad (2.12)$$

式(2.11)中,  $F$  为轴向预紧力大小, 并且由于在拧紧过程中会产生相对滑动, 故  $\mu_1$  为①号接触对的动摩擦系数,  $d_1$  为①号接触对中的外套螺母和平管嘴接触环的等效直径, 其计算公式与式(2.9)相同:

$$d_1 = \frac{2(D_w^3 - d_w^3)}{3(D_w^2 - d_w^2)} \quad (2.13)$$

式(2.13)中,  $D_w$  为平管嘴与外套螺母接触区域环的外径,  $d_w$  为内径。

式(2.12)中,  $d_4$  为①号接触对中的外套螺母与管接头之间的螺旋副的螺纹中径,  $\psi$  是螺旋副的螺纹升角,  $\lambda$  是螺旋副的当量摩擦角, 其中:

$$\psi = \arctan\left(\frac{P}{\pi d_4}\right) \quad (2.14)$$

$$\lambda = \arctan\left(\frac{\mu_4}{\cos \beta}\right) \quad (2.15)$$

$P$  是螺旋副的螺距,  $\mu_4$  为④号接触对的动摩擦系数,  $\beta$  是螺旋副的螺纹半角, 一般取  $30^\circ$ 。并且:

$$\tan(\psi + \lambda) = \frac{\tan \psi + \tan \lambda}{1 - \tan \psi \tan \lambda} \quad (2.16)$$

于是  $T_4$  可以转化为:

$$T_4 = \frac{1}{2} F \frac{P / \pi + \mu_4 d_4 / \cos \beta}{1 - P \mu_4 / (\pi d_4 \cos \beta)} \quad (2.17)$$

此时, 扩口式管路连接件的扭拉关系公式为:

$$T = T_1 + T_4 = \frac{1}{2} F \left[ \mu_1 d_1 + \frac{P / \pi + \mu_4 d_4 / \cos \beta}{1 - P \mu_4 / (\pi d_4 \cos \beta)} \right] \quad (2.18)$$

第1尺寸系列  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  管路连接件相应螺纹处螺旋副规格分别为  $M12 \times 1$ 、 $M14 \times 1$ 、 $M16 \times 1$ , 表 2.9 给出了相应参数。

表 2.9 管路连接件螺纹处参数

管路连接 件尺寸 $d_0/\text{mm}$	①号接触 对动摩擦 系数 $\mu_1$	④号接触 对动摩擦 系数 $\mu_4$	接触环的 外径 $D_w/\text{mm}$	接触环的 内径 $d_w/\text{mm}$	螺纹 中径 $d_4/\text{mm}$	螺旋副 螺距 $P/\text{mm}$	螺旋副 螺纹半 角 $\beta/^\circ$
4			10.8	7.5	11.35		
6	0.150	0.150	12.8	9.5	13.35	1	30
8			14.8	11.9	15.35		

根据表 2.9 中的信息, 根据式(2.18)可以得出三种管路连接件扭拉关系计算公式如表 2.10 所

示。可以看出，管路连接件尺寸越大，相同拧紧力矩转化成轴向预紧力的数值更小，因此达到密封时所需要拧紧力矩越大。

表 2.10 不同尺寸管路连接件扭拉关系理论公式

管路连接件尺寸 $d_0$ /mm	扭拉关系理论公式
4	$F=543.078T$
6	$F=462.298T$
8	$F=100.151T$

## 2.5 本章小结

本章介绍了扩口式管路连接件的结构组成和内部试验压力要求，进行接触对摩擦副材料摩擦系数的测定，推导了螺栓拧紧力矩与预紧力之间的经验公式。主要结论如下：

(1) 设计了摩擦系数测定试验，并加工了与管路连接件相同材质的 1Cr18Ni9Ti 与 45#钢板件试验件，采用摩擦系数测试仪得到 1Cr18Ni9Ti 与 45#钢之间的动静摩擦系数分别为 0.149 和 0.144，45#钢与 45#钢之间的动静摩擦系数分别为 0.158 和 0.150。

(2) 采用普通螺栓进行相应的理论计算、有限元仿真以及螺栓预紧力试验进行研究。当摩擦系数为 0.15 时，三者结果可以较好匹配，理论值与仿真值的误差分别为 5.43%与 2.99%，验证了拧紧力矩与轴向预紧力理论转化公式以及仿真结果的准确性和有效性。在此基础上，进行了管路连接件螺纹部位扭拉关系的理论计算分析，最终得到了第 1 尺寸系列  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  三种管径的  $37^\circ$  扩口式管路连接件的轴向预紧力与拧紧力矩的转化公式。为后续管路连接件有限元仿真中利用轴向预紧力代替拧紧力矩以简化计算提供了理论依据。

### 第三章 管路连接件粗糙表面接触特性分析及密封性能评判

#### 3.1 引言

管路连接件中扩口导管扩口处内表面与管接头外锥面接触部位是影响管路密封性能好坏的重要因素。接触表面受到挤压产生密封效果，需确定当接触表面达到密封时所对应的接触应力大小，从而得到管路连接件实现密封的评判标准。本章首先介绍了关于接触问题的基本理论，并以管路连接件扩口管与管接头粗糙表面为研究对象，获取了接触部位的真实形貌数据，使用 CATIA 对形貌数据进行逆向三维建模，通过有限元仿真得出接触部位的接触应力与真实接触面积之间的关系；随后基于逾渗理论，利用栅格泄漏模型模拟接触表面并采用启发式寻径算法得出接触区域达到密封时所需要的最小接触应力，为后续针对管路连接件密封性能仿真过程中提供重要密封评判指标。

#### 3.2 接触问题基本原理

##### 3.2.1 表面粗糙度主要评定参数

接触部位的接触表面形貌是指接触区域表面的几何结构，在工程中机械零部件的各方面性能，例如密封、疲劳、摩擦、涂层、振动等性质与接触表面形貌密切相关。在工程实际问题中，表面形貌很大程度与表面形貌粗糙度有关，最简单和常见的粗糙度表示方法是取轮廓相对平均高度线的高度的算术平均值<sup>[7]</sup>，即轮廓算术平均偏差，记为  $R_a$ ：

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |z(x)| dx \quad (3.1)$$

其中， $l$  是取样长度， $z(x)$  是基于轮廓中线的高度。但  $R_a$  并不是很好能对表面形貌特征进行表示，一般采用轮廓均方根偏差  $R_q$  来对表面形貌进行表征：

$$R_q = \sqrt{\frac{\int_0^l [z(x)]^2 dx}{l}} \quad (3.2)$$

除用粗糙度对表面形貌进行表征的方法，还有使用轮廓最大峰高  $R_p$ ，即在取样长度内轮廓峰顶线至中线的距离来对表面形貌高度特性参数表示；以及使用轮廓微观不平度十点高度  $R_z$ ：在取样长度内的五个最大轮廓峰高  $y_{pi}$  以及五个最大轮廓谷深  $y_{vi}$  的五个平均值之和即轮廓微观不平度十点高度对表面形貌进行表征。 $R_z$  计算公式式如下：

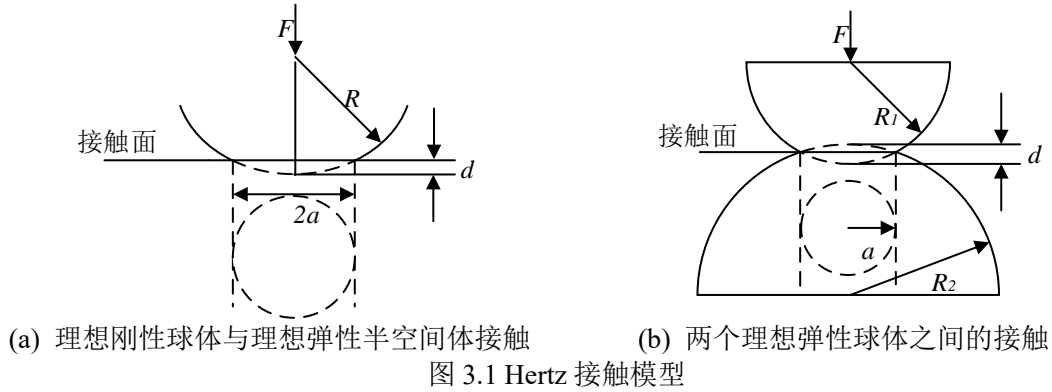
$$R_z = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 y_{pi} + \sum_{i=1}^5 y_{vi} \right) \quad (3.3)$$

当  $R_a$ 、 $R_q$ 、 $R_p$ 、 $R_z$  等这些表面轮廓参数值越大时，说明表面粗糙度越大，表面形貌越不平

整，表面越为粗糙；反之则说明粗糙度越小，表面越为光滑。

### 3.2.2 Hertz 接触理论

Hertz 接触理论<sup>[8]</sup>是针对结合面即接触表面接触行为中最经典的基础理论研究，是将接触表面简化为一个理想刚性球体与一个理想弹性半空间体或者两个理想弹性球体之间的接触，如图 3.1 所示。Hertz 接触模型需满足以下假设：接触区域的尺寸长度大小远小于物体表面尺寸和接触表面曲率半径；接触区域发生的是线弹性小变形；接触面之间不存在摩擦；不考虑接触表面的切向载荷。



以一个理想刚性球体与理想弹性半空间体接触为例，根据 Hertz 接触理论，当施加一个法向压力载荷  $p = p_0 \left(1 - r^2/a^2\right)^{1/2}$  在半径为  $a$  的圆形区域上的某一点时，该点产生垂直方向上的位移为<sup>[85]</sup>：

$$u_z = \frac{\pi p_0}{4E^* a} (2a^2 - r^2) = d - \frac{r^2}{2R} \quad (3.4)$$

其中， $p_0$  为圆形区域中心处最大压力载荷， $r$  为该点至圆心的距离， $E^*$  为弹性半空间体的弹性模量， $d$  为产生形变深度， $R$  为球体半径。

通过积分得到施加的法向力  $F$  的大小为：

$$F = \int_0^a 2\pi r p(r) dr = \frac{2}{3} \pi a^2 p_0 \quad (3.5)$$

对式(3.4)进行化简整理可以得到  $a$  和  $d$  的关系如下：

$$a = \frac{\pi p_0 R}{2E^*}, \quad d = \frac{\pi a p_0}{2E^*} \quad (3.6)$$

$$a^2 = Rd \quad (3.7)$$

并且得到最大压力载荷  $p_0$  的关系式为：

$$p_0 = \frac{2E^*}{\pi} \sqrt{\frac{d}{R}} \quad (3.8)$$

将式(3.7)与式(3.8)代入式(3.5)可以得到力  $F$  的表达式为：



$$F = \frac{4}{3} E^* R^{\frac{1}{2}} d^{\frac{3}{2}} \quad (3.9)$$

同时通过式(3.8)与式(3.9)可以得到最大压力载荷  $p_0$  和接触区域半宽  $a$  的表达式分别为:

$$p_0 = \left( \frac{6FE^{*2}}{\pi^3 R^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.10)$$

$$a = \left( \frac{3FR}{4E^*} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.11)$$

这是理想刚性球体与理想弹性半空间体接触的情况，若两个接触表面均为理想弹性球体，则  $E^*$  与  $R$  的表达式为:

$$E^* = \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (3.12)$$

$$R = \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (3.13)$$

式中， $\nu_1$ 、 $\nu_2$  分别为两接触表面材料的泊松比， $E_1$ 、 $E_2$  分别为两接触表面材料的弹性模量， $R_1$ 、 $R_2$  分别为两接触轮廓表面的曲率半径。

根据上述推导中可以看出，在施加一定载荷  $F$  的情况下，产生接触区域部分的形变深度、接触面半径以及最大压力载荷仅与球形微凸体曲率半径以及材料本身弹性模量和泊松比有关。

### 3.2.3 GW 接触模型

针对微观尺度下的接触表面力学分析，真实接触面积比名义上的接触面积更小，在 Hertz 接触理论基础之后提出了许多数学模型，例如 GW 模型、CEB 模型、ZMC 模型以及 KE 模型等等，而其中最经典和最著名的模型为 GW 模型。由于 Hertz 接触考虑的是弹性接触过程，不适用于产生弹塑性和塑性变形过程。Greenwood 和 Williamson<sup>[9]-[10]</sup>提出的微观角度下的 GW 模型则同时适用于弹性或塑性变形，GW 模型将粗糙接触微凸体等效为光滑无摩擦水平面与粗糙表面之间的接触。该模型假设前提为：表面微凸体为球形状；微凸体具有各向同性且互不相干；微凸体曲率半径大小相同；每个微凸体的高度服从高斯分布。GW 接触表面模型如图 3.2 所示。

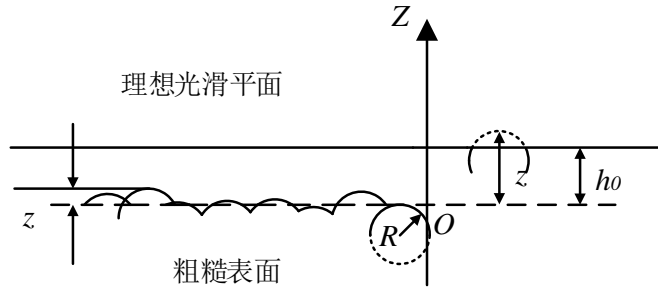


图 3.2 GW 接触模型

由于模型假设微凸体之间互不相干，以微凸体高度均值作为坐标轴原点  $O$ ，原点  $O$  离微凸体最大高度的垂直距离为  $z$ ，原点  $O$  距平面垂直距离为  $h_0$ ，用  $\varphi(z)$  表示微凸体具有最大高度  $z$  的概率密度函数，则在任一区间  $[z, z+dz]$  内，一个微凸体具有最大高度的概率为  $\varphi(z)dz$ ，概率密度函数  $\varphi(z)$  在加工或自然形成的表面可以近似假设符合高斯分布<sup>[85]</sup>，即：

$$\varphi(z) = \left( \frac{1}{2\pi\sigma^2} \right)^{\frac{1}{2}} e^{-\frac{z^2}{2\sigma^2}} \quad (3.14)$$

式中， $\sigma$  为微凸体接触表面均方根粗糙度。

若区间  $[z, z+dz]$  内共有  $N_0$  个微凸体，则具有最大高度的微凸体的个数为  $N_0\varphi(z)dz$ 。

根据图 3.2 中所示，假设所有高度  $z > h_0$  的微凸体都会与刚性平面发生接触，此时微凸体压入平面的深度  $d = z - h_0$ ，根据 Hertz 理论中式(3.7)可以得知，单个微凸体与平面的接触面积  $\Delta A$  为：

$$\Delta A = \pi a^2 = \pi R d = \pi R (z - h_0) \quad (3.15)$$

同样根据式(3.9)可以得到单个微凸体上个法向力  $\Delta F$  为：

$$\Delta F = \frac{4}{3} E^* R^{\frac{1}{2}} d^{\frac{3}{2}} = \frac{4}{3} E R^{\frac{1}{2}} (z - h_0)^{\frac{3}{2}} \quad (3.16)$$

于是所有与平面产生接触的微凸体的总接触个数  $N$ ，总接触面积  $A$ ，总法向力  $F$  分别为：

$$N = \int_{h_0}^{+\infty} N_0 \varphi(z) dz \quad (3.17)$$

$$A = \int_{h_0}^{+\infty} \pi N_0 R (z - h_0) \varphi(z) dz \quad (3.18)$$

$$F = \frac{4}{3} \int_{h_0}^{+\infty} N_0 E R^{\frac{1}{2}} (z - h_0)^{\frac{3}{2}} \varphi(z) dz \quad (3.19)$$

当  $h_0$  逐渐减小，即接触表面逐渐靠近时，三者大小会呈指数形式增加。定义  $\varepsilon = z/\sigma$ ， $\varepsilon_0 = z_0/\sigma_0$ ，总接触面积与总法向力的比值为：

$$\frac{A}{F} = \frac{\int_{h_0}^{+\infty} \pi N_0 R (z - h_0) \varphi(z) dz}{\frac{4}{3} \int_{h_0}^{+\infty} N_0 E R^{\frac{1}{2}} (z - h_0)^{\frac{3}{2}} \varphi(z) dz} = \frac{3\pi}{4E^*} \sqrt{\frac{R}{\sigma}} \frac{\int_{\varepsilon_0}^{+\infty} (\varepsilon - \varepsilon_0) e^{-\frac{\varepsilon^2}{2}} d\varepsilon}{\int_{\varepsilon_0}^{+\infty} (\varepsilon - \varepsilon_0)^{\frac{3}{2}} e^{-\frac{\varepsilon^2}{2}} d\varepsilon} \quad (3.20)$$

在实际接触中， $\varepsilon_0$  通常在 2.5 到 3.5 之间，因此对式(3.20)可以近似看成：

$$\frac{A}{F} \approx \frac{3.3}{E^*} \sqrt{\frac{R}{\sigma}} \quad (3.21)$$

由此可知，在弹性接触区域接触表面的实际接触面积是正比于施加的法向力，并且法向力与名义接触面积比值即为接触表面平均接触应力，故实际接触面积也正比于接触表面平均接触应力。进一步地，在 GW 模型中通过引入塑性指数  $\Psi$  来表示接触表面间材料发生塑性变化的过程， $\Psi$  的计算公式如下：

$$\Psi = \frac{E^* \sqrt{\sigma/R}}{H} \quad (3.22)$$

式中,  $H$  为接触表面二者材料中较软材料的硬度。

在压力载荷一定时,  $\Psi$  值越大, 接触表面中塑性变形的比例越大, 弹性变形的比例越小; 当  $\Psi > 2$  时, 接触表面处于完全塑性变形状态, 当  $\Psi < 2/3$  时, 接触表面处于纯弹性接触。在塑性变形阶段, 若接触表面接触应力超过材料硬度时则认为产生塑性变形, 假设材料的压痕硬度为  $H_0$ , 材料发生理想弹塑性变形, 则接触表面中微凸体的压力大小近似等于  $H_0$ , 此时实际接触面积大小与法向力大小也近似成正比关系<sup>[85]</sup>, 即:

$$\frac{F}{A} \approx H_0 \quad (3.23)$$

根据 GW 接触模型可知, 当两物体接触表面产生接触时, 接触表面真实接触面积与法向压力载荷近似为成正比关系。GW 模型通过考虑接触表面形貌参数进行分析研究, 同时能很好地解释经典摩擦定律, 对接触理论的研究过程中产生重要影响<sup>[11]</sup>, 被许多学者广泛推崇并在此基础上对 GW 模型加以改进修正。GW 接触模型是对表面接触问题中最经典和基础的理论之一<sup>[7]</sup>。

然而, 无论是 Hertz 接触模型和 GW 接触模型, 其模型假设前提具有一定的局限性, 在解决实际接触问题中可能会对结果产生较大误差。随着表面形貌测量技术、有限元分析技术以及计算机技术的快速发展, 通过对接触表面的真实形貌进行统计学分析, 获取真实表面形貌数据, 并使用有限元技术来对接触问题求解的方法越来越广泛。有限元分析可以较好地弥补理论计算中的不足与弊端, 并且可以快速提取接触表面各项力学性能指标。由于是对真实表面形貌进行有限元分析, 相较于模拟随机表面, 其结果精度与实际更加贴近, 是研究表面接触问题的快速高效方法。

### 3.3 粗糙接触表面形貌数据获取

接触部位的粗糙表面形貌参数对其接触状态和密封性能具有重要影响<sup>[65]</sup>。接触表面形貌数据可以通过分形函数、高斯随机分布函数、真实表面形貌测量等多种方法获得。采用分形法主要是通过改变分形函数中的分形维数和分形尺度系数来对不同粗糙表面进行模拟, 而在实际工程中零件加工表面的形貌参数很难与分形维数和尺度系数找到相对应的联系, 分形法模拟出来的粗糙表面可能与真实零部件的粗糙表面不符; 采用高斯随机分布函数对粗糙表面进行模拟虽然可以对表面粗糙度等形貌参数进行较好地控制, 但与真实粗糙表面是否具有较好的一致性同样需要进行考究验证, 难以保证模拟数据的真实性和可靠性。而对真实表面形貌进行测量可以最大限度保证数据的真实性, 表面形貌信息可以十分准确地通过测量数据反映出来, 提高分析效率。综上所述, 本文采用共聚焦显微镜对真实表面形貌进行扫描测量, 通过使用真实表面形貌数据开展对管路连接件接触和密封特性的研究。

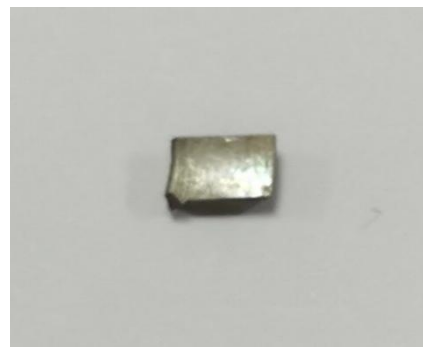
共聚焦显微镜用激光或白光作为光源，采用共轭聚焦原理，利用计算机对所观察的对象进行数字图像处理观察、分析和输出，广泛应用于微观表面轮廓扫描测量。为保证放大倍数尽可能大，显微镜中物镜工作距离往往在毫米级别，并且镜状反射表面上测量到的受限于孔径角的最大角度，物镜放大倍数越高，计算最大角度越小。而由于扩口管扩口内表面处扩口角度为  $74^\circ$ ，超过了显微镜物镜中工作最大角度；并且管体部位为圆环状，为了能够满足物镜的最大工作距离，必须使得测量表面尽可能平整，以便较好地对待测样品进行扫描，对扩口管扩口处以及管接头锥面采用线切割方式将表面切割成大小约为  $3\text{mm}\times 5\text{mm}$  区域大小，加工好的待测试件如图 3.3 所示。使用 OLS5000 型激光共聚焦显微镜对管路连接件扩口管与管接头接触部位进行三维表面形貌扫描，共聚焦显微镜相关参数如表 3.1 所示，显微镜和试件测试如图 3.4 所示。

表 3.1 激光共聚焦显微镜相关参数

参数	参数值
物镜放大倍数	20 倍
x、y 方向测量范围	$800\mu\text{m}$
数值孔径 NA	0.45
工作距离	$3.1\text{mm}$
计算最大角度	$26.7^\circ$
测量点间距	$0.625\mu\text{m}$
垂直测量范围	$3\text{mm}$



(a) 扩口管接触表面



(b) 管接头接触表面

图 3.3 待测试件



(a) 显微镜整体图

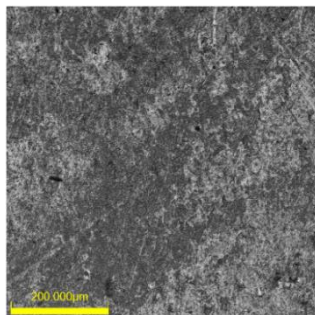
(b) 试件测试图

图 3.4 OLS5000 激光共聚焦显微镜

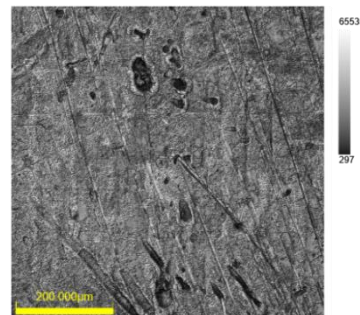
通过对不同尺寸的管路连接件的扩口管与管接头接触表面形貌进行扫描测量，扫描范围为  $0.645 \times 0.645 \text{ mm}$ ，仪器垂直分辨率为  $1 \text{ nm}$ ，水平方向采样间隔为  $0.625 \mu\text{m}$ ，可以得到每个表面的形貌参数信息。其中部分测量表面的测量结果如表 3.2 所示，通过算术平均高度  $S_a$ 、均方根高度  $S_q$  以及微观不平度十点高度  $S_z$  可以得知，扩口管各项参数值较管接头更小，即表面更为平滑。图 3.5 所示为其中一组扩口管和管接头接触表面扫描结果，并根据图 3.5(c)、(d) 中红线标注对应区域横截面得到二者 2D 高度轮廓图如图 3.6 所示，扩口管接触表面较为平整，而管接头接触面存在些许划痕且较为粗糙。

表 3.2 接触表面形貌参数

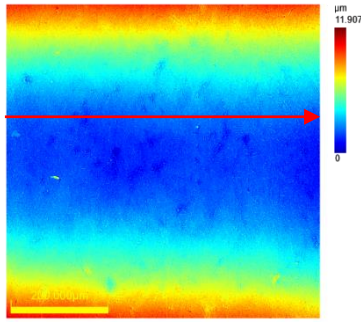
试件编号 形貌参数	扩口管 1	扩口管 2	扩口管 3	管接头 1	管接头 2	管接头 3
算术平均高度 $S_a/\mu\text{m}$	0.231	0.213	0.245	0.484	0.893	1.236
均方根高度 $S_q/\mu\text{m}$	0.308	0.281	0.324	0.639	1.313	1.534
微观不平度十点高度 $S_z/\mu\text{m}$	3.421	4.299	3.526	8.539	13.547	12.897



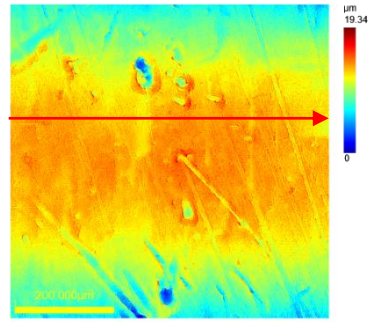
(a) 扩口管粗糙表面微观形貌



(b) 管接头粗糙表面微观形貌



(c) 扩口管粗糙表面高度云图



(d) 管接头粗糙表面高度云图

图 3.5 待测试件表面扫描结果

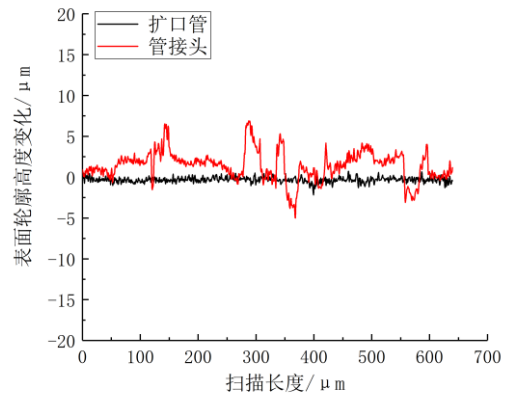
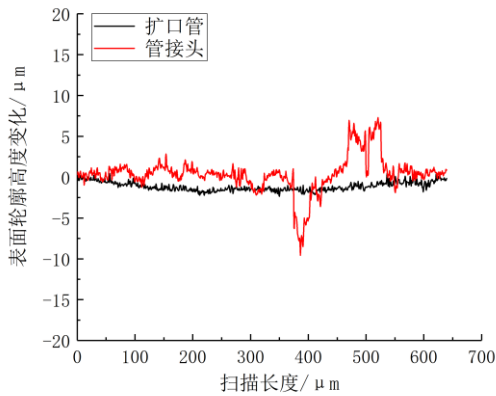


图 3.6 扫描表面横截面高度轮廓

### 3.4 粗糙接触表面有限元建模与仿真

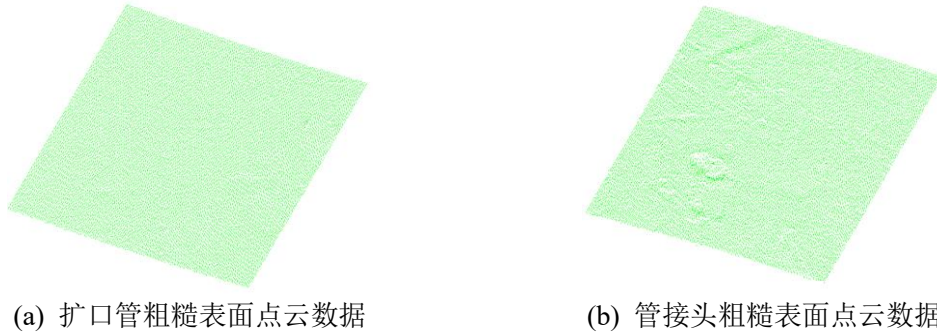
#### 3.4.1 逆向三维实体建模

以其中一组测量表面为例，根据测量得到的扩口管与管接头接触表面三维形貌数据转换为三维点云数据，利用 CATIA 的数字化形状编辑模块 (Digitized Shape Editor, DSE) 中数据导入功能 (Import) 导入点云数据，根据表面扫描尺寸及采样间隔，共计约  $1032 \times 1032$  个数据点得到的  $0.645 \times 0.645$  mm 区域表面形貌如图 3.7 所示。通过点云数据可以直观地反映出粗糙表面真实形貌，但点云数据较为庞大，在后续进行实体模型建立及有限元网格划分时难以保证精度，并且仿真分析会由于网格数量十分巨大导致计算效率低下。于是通过选取数据中  $0.05 \text{ mm} \times 0.05 \text{ mm}$  区域作为接触表面有限元建模对象，既能保证建模过程中最大程度还原真实表面形貌，同时又能在后续仿真中提高计算效率。

首先对点云数据在 DSE 模块中使用激活功能 (Activate) 裁剪出  $0.05 \text{ mm} \times 0.05 \text{ mm}$  区域，接着使用网格创建功能 (Mesh Creation) 生成 2D 网格后，在快速曲面重建模块 (Quick Surface Reconstruction, QSR) 中使用自动化表面功能 (Automatic Surface) 构造出 2D 曲面；然后通过



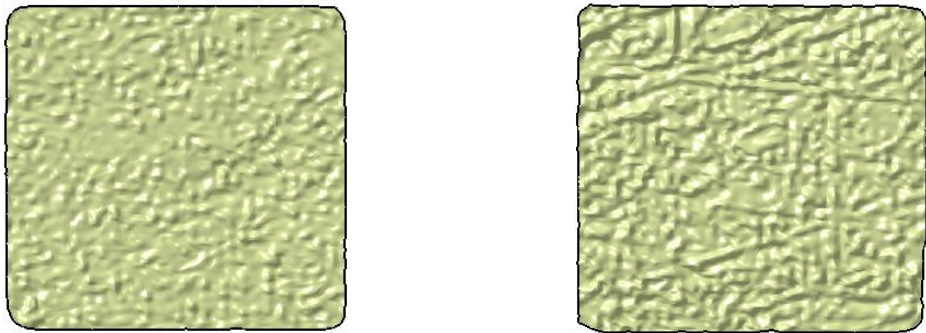
在零件设计模块中建立平面并选择凸台功能进行拉伸操作，选择 2D 曲面作为拉伸目标面，最终得到粗糙表面的三维实体模型如图 3.8 所示。



(a) 扩口管粗糙表面点云数据

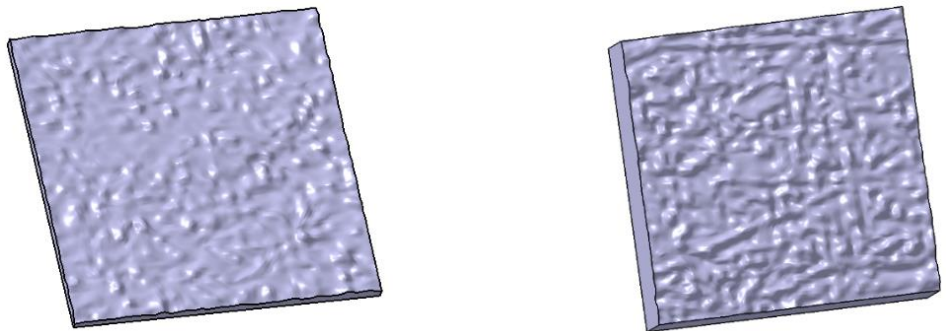
(b) 管接头粗糙表面点云数据

图 3.7 粗糙表面点云数据



(a) 扩口管粗糙表面二维模型

(b) 管接头粗糙表面二维模型



(c) 扩口管粗糙表面三维实体模型

(d) 管接头粗糙表面三维实体模型

图 3.8 粗糙表面模型

### 3.4.2 三维实体模型网格划分

分别将扩口管与管接头三维实体模型导入 Hypermesh 软件，在 2D 网格划分选项 automesh 中选中实体模型粗糙表面生成 2D 网格单元，在粗糙表面接触过程中会存在高度非线性分析，网格在施加载荷的情况下会发生扭曲和大变形，甚至导致网格发生穿透<sup>[43]</sup>，为了保证计算结果的收敛性和精度，以及根据接触对的设置方式，通过对网格进行独立性验证，网格尺寸控制在  $1\mu\text{m}$  左右具备较高的计算效率和计算精度，保证计算结果能够较好地收敛。在生成 2D 网格后使用 3D 网格划分选项中 solid map 的 general 模块，选中所有 2D 网格单元作为初始面，模型下表面作为目标面，并且通过控制网格分层层数及尺寸大小，使得生成的六面体网格单元的长宽

比以及单元雅可比均尽可能接近于 1，以便于控制较高的网格质量和易于收敛。并对网格赋予 solid185 单元属性，最终生成了扩口管与管接头粗糙表面三维有限元模型，并对模型进行平移旋转后得到装配体模型如图 3.9 所示。

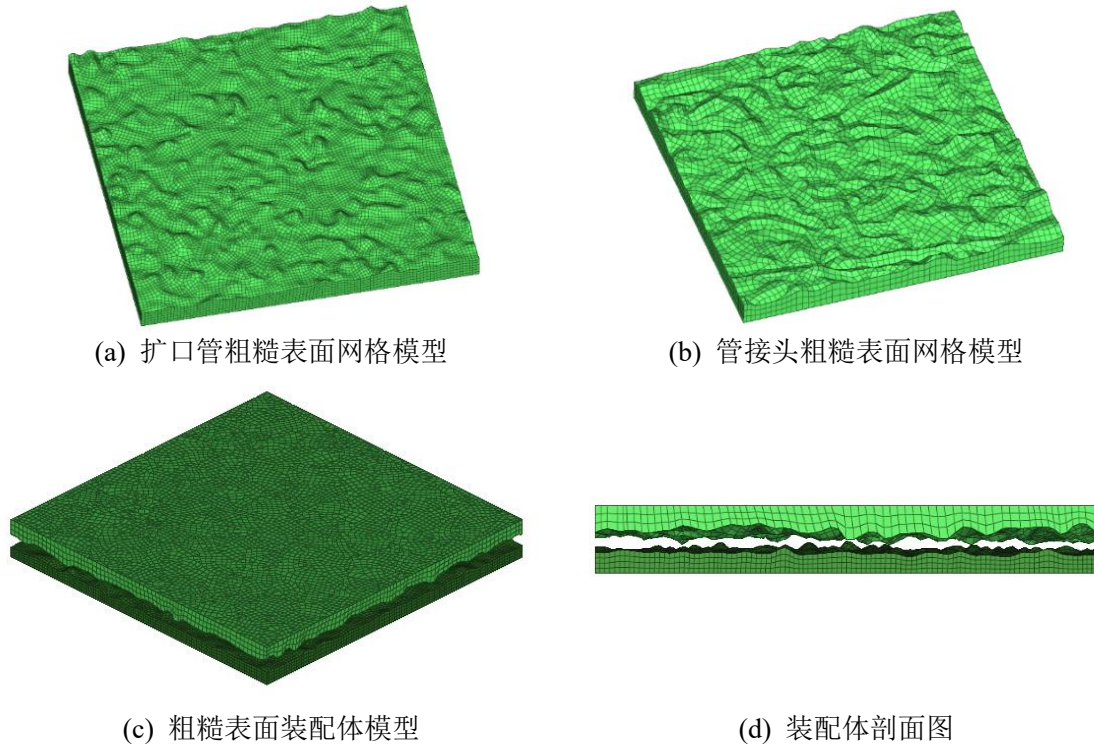


图 3.9 粗糙表面有限元网格模型

### 3.4.3 模型材料属性和边界条件定义

为了模拟实际情况下扩口管与管接头表面相互接触挤压从而达到密封，将装配模型导入 ANSYS Workbench 中赋予材料属性和施加边界条件。

(1) 首先是对模型材料属性，扩口式管路连接件中扩口导管材料为 1Cr18Ni9Ti，管接头所用材料为 45#钢，45#钢材料参数及应力应变曲线在 2.4 节中已给出，1Cr18Ni9Ti 材料参数及应力应变曲线<sup>[3]</sup>如表 3.3 和图 3.10 所示。于是对扩口管和管接头粗糙表面模型分别赋予 1Cr18Ni9Ti 和 45#钢材料属性。

表 3.3 1Cr18Ni9Ti 材料参数

材料	密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	弹性模量 $E/\text{GPa}$	泊松比 $\nu$	屈服极限 $\sigma_s/\text{MPa}$	强度极限 $\sigma_b/\text{MPa}$
1Cr18Ni9Ti	7850	206	0.3	205	550



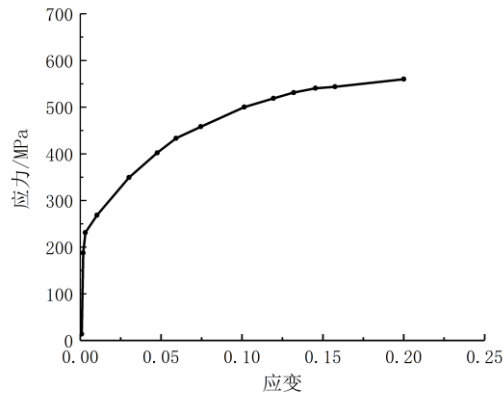


图 3.10 1Cr18Ni9Ti 材料应力应变曲线

(2) 其次是粗糙表面接触对的定义。根据 Workbench 接触对设置原则，当两者接触表面中有较硬、较大表面，或网格更为粗糙的表面以及凹面则选择其作为目标面，于是在粗糙表面接触分析中，把硬度较大的管接头接触表面定义为目标面，硬度较低的扩口管表面定义为接触面，如图 3.11 所示，接触设置为摩擦接触，摩擦系数设置为 2.3 节中通过试验得出的 1Cr18Ni9Ti 与 45#钢之间的静摩擦系数 0.149。并且采用增广拉格朗日算法，该算法适用于大变形问题中的无摩擦或摩擦接触中，并且该算法通过引入额外接触因子可以使得穿透量更小，其计算时间较长且较难收敛但是结果更加精确。

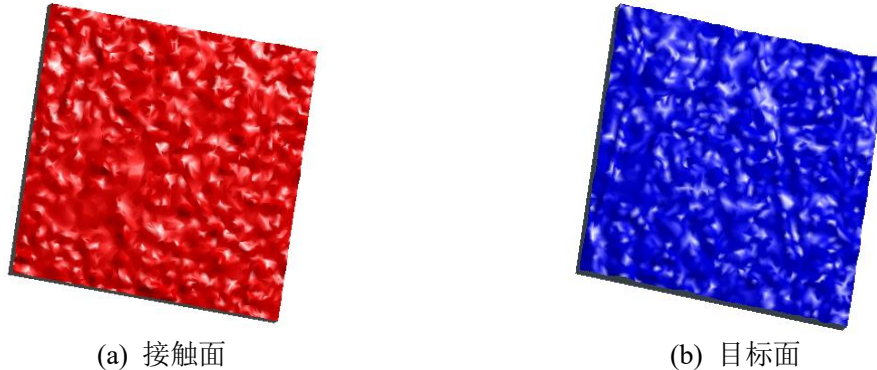


图 3.11 扩口管-管接头粗糙表面接触对

(3) 随后是边界条件及载荷施加设定。在实际装配过程中，二者是从分离状态逐渐转变为接触状态，根据真实情况设定有限元的边界条件如下：在扩口管光滑一侧表面施加固定约束，在管接头光滑一侧表面施加方向竖直向下的载荷。由于接触对表面凹凸不平，初始过程中存在一定表面凹凸不平的微凸体间隙，并且在逐渐靠近过程中存在较强的非线性，力载荷加载法一般只用于间隙较小的闭合分析，且需要设置初始的稳定阻尼系数，否则会导致第一个载荷步不受任何阻力，产生刚体位移导致结果报错，而且稳定阻尼系数的大小会影响计算结果精度，在仿真中需进行多次调试。采用位移载荷加载可以适用于初始间隙较大的分析，且不需要设置稳定阻尼系数，更加利于结果收敛和提高计算精度。于是通过施加竖直方向强制位移载荷代替压

力载荷，使得计算结果更加精确，提高计算效率。边界条件施加如图 3.12 所示，同时为了提高仿真计算过程的收敛性，仿真过程中分为 20 个载荷步进行施加，根据初始接触间隙大小设置相应每一载荷步的强制位移大小。通过分步逐渐施加强制位移，可以查看每一载荷步下接触表面应力分布以及粗糙表面真实接触区域情况。

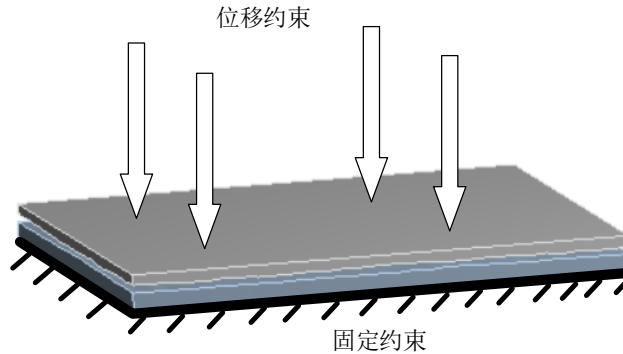
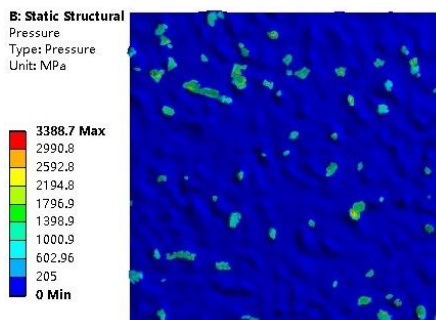


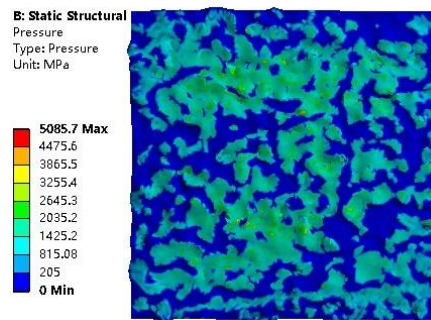
图 3.12 约束及载荷的施加

### 3.4.4 粗糙表面接触仿真结果分析

根据上述步骤设置完毕后在 ANSYS Workbench 中进行有限元分析计算，可以得到扩口管接触表面的接触应力、接触间隙等云图，由于扩口管材料 1Cr18Ni9Ti 的硬度较管接头材料 45# 钢要小，粗糙表面在接触挤压的过程中产生变形主要在扩口管接触表面，故提取出不同位移载荷下扩口管接触表面接触应力云图及接触间隙云图，同样以其中一组仿真结果为例，分别提取出在  $1\mu\text{m}$  和  $1.8\mu\text{m}$  的位移载荷下扩口管接触表面接触应力和接触间隙云图，以及接触表面穿透量大小云图，如图 3.13 所示。通过对不同位移载荷下的比较可以看出，当位移载荷较小时，扩口管接触表面平均接触应力较小，二者接触间隙较大，但随着位移载荷的增加，表面平均接触应力也随之增大，接触间隙也在逐渐缩小；并且接触表面穿透量在  $10^{-2}\mu\text{m}$  级别，对仿真结果产生的影响可以忽略不计。



(a) 位移载荷为  $1\mu\text{m}$  接触应力分布



(b) 位移载荷为  $1.8\mu\text{m}$  接触应力分布

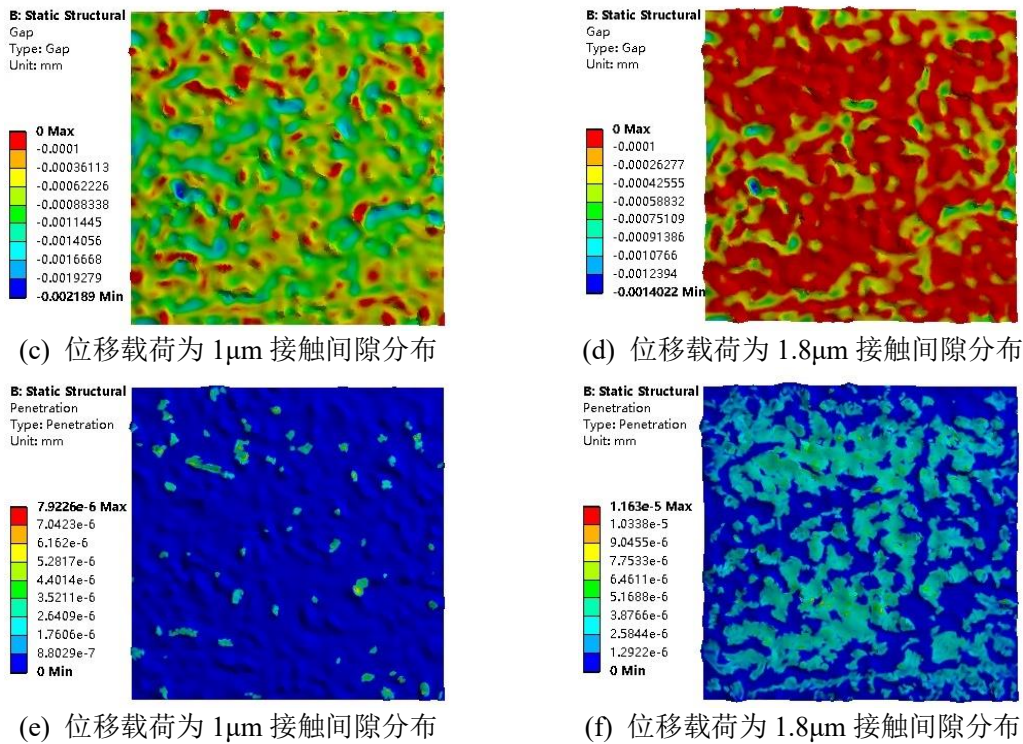


图 3.13 不同位移载荷情况下接触应力和接触间隙分布

当扩口管接触表面接触应力超过 1Cr18Ni9Ti 材料屈服极限 205Mpa 时或接触间隙大小为 0 的区域认为是发生真实接触区域，通过编写 APDL 命令流可以提取出接触表面平均接触应力与真实接触面积之间的关系。提取流程图如图 3.14 所示。

(1) 首先，需要选中扩口管粗糙表面接触区域的网格单元，从这些单元中编号最小的单元开始遍历至编号最大的单元，如果单元表面的接触应力大于材料屈服极限 205Mpa 或接触间隙为 0，则可以认为这个单元产生真实接触，接触部位参与形成了有效密封面；

(2) 累加符合条件单元的数量和单元面积，根据提取出的单元面积与整个扩口管名义接触表面面积之比最终得到真实接触面积比；

(3) 通过提取出每一载荷子步下的真实接触面积占比，最终可以得到接触表面平均接触应力与真实接触面积比之间的关系。

图 3.15 为通过 APDL 命令流提取出来其中一组仿真结果数据，得到扩口管粗糙表面平均接触应力与真实接触面积之间的关系曲线。通过对扩口管和管接头接触部位的粗糙表面有限元模型仿真结果可知，在逐渐增加位移载荷的过程中，真实接触面积占比逐渐增加。在开始施加位移载荷时同时发生弹性与塑性变形，随着载荷的增加，发生塑性变形区域越来越大，形成真实接触区域部分也逐渐增加，并且真实接触面积比与接触面平均接触应力大小之间近乎为成正比关系，这与 3.2 节接触分析理论中 GW 接触模型中的“真实接触面积与施加的法向载荷近似成正比”的结论形成一致，充分表明了仿真结果的有效性。

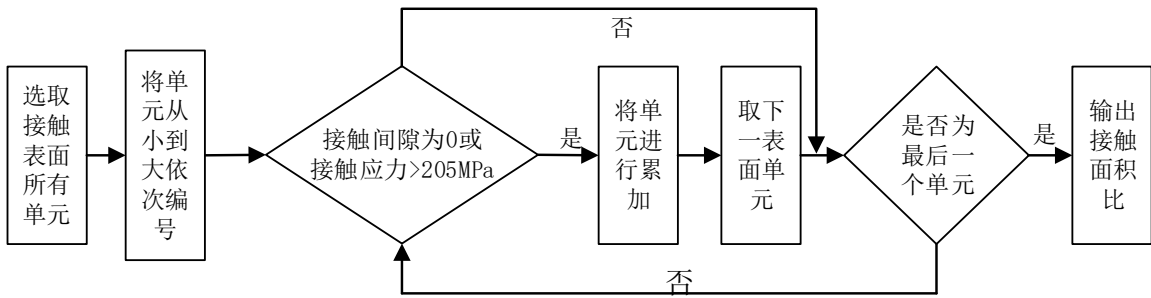


图 3.14 真实接触面积提取流程图

为了使得仿真结果具有普适性和可靠性，通过对不同管径和接触区域不同部位的扩口管与管接头粗糙表面进行取样扫描并进行有限元接触仿真，得到六组真实接触面积占比随平均接触应力变化曲线如图 3.16 所示，可以看出真实接触面积占比随接触应力变化较为一致，均近似呈线性增长。

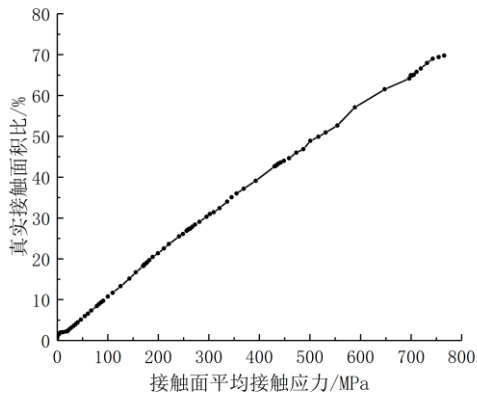


图 3.15 真实接触面积占比随平均接触应力变化曲线

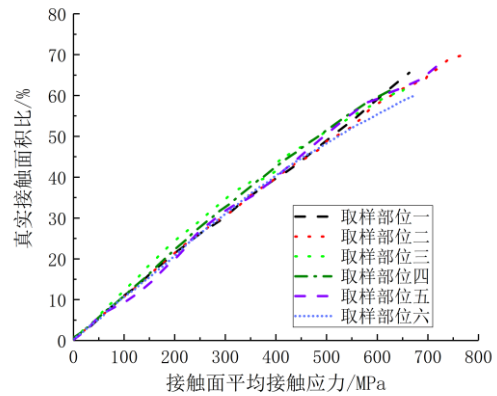


图 3.16 不同取样部位仿真结果

### 3.5 粗糙接触表面密封性能分析与评判

#### 3.5.1 接触表面栅格化方法流程

通过 3.4 节得到了真实接触面积占比随平均接触应力变化曲线，需要确定真实接触面积占比至少需要多大时接触界面才能实现密封。本文采用栅格模型对密封界面进行模拟，栅格模型由黑白网格组成，当改变栅格模型中黑白网格数量比例时，存在连通路径的概率也会随之变化。采用启发式寻径算法对密封界面是否存在连通路径进行模拟，将黑色网格数量从小到大逐步增加，从而到某一临界黑白网格数量占比时无法找到连通路径。接触表面栅格化方法流程图如图 3.17 所示。

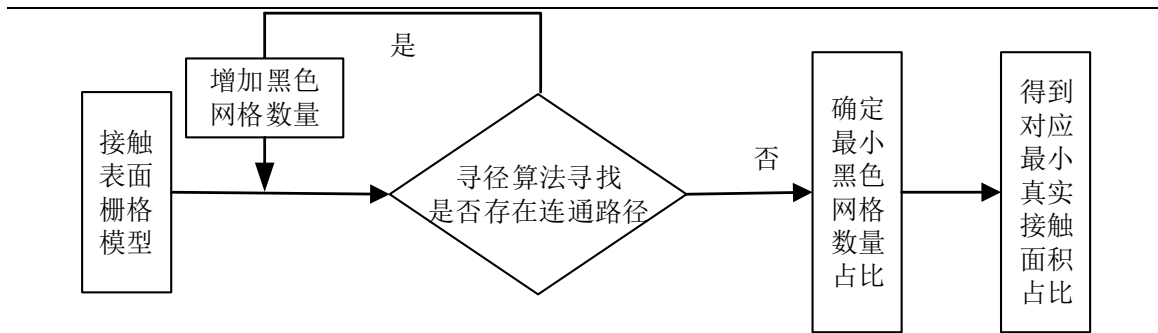


图 3.17 接触表面栅格化方法流程图

### 3.5.2 栅格化模拟关键技术

#### (1) 基于逾渗理论的栅格泄漏模型

当扩口管和管接头粗糙表面相互挤压接触时，只有发生真实接触的区域才能形成密封界面。当接触区域较小时，则极有可能管路连接件内部油液等介质由于压力渗漏出来。国内外研究人员针对接触部位的密封机理进行了大量研究，但由于粗糙表面具有不确定性和随机性，并且涉及微观层面的多种交叉学科，大大增加了对机理分析的难度。而逾渗理论<sup>[30]</sup>通常是处理无序和具有随机结构的常用理论方法之一，当系统中参数的变化达到某一临界值时一些物理性质而发生显著的变化，使得系统的一些物理现象的连续性会消失，而这一临界值就被称为逾渗阈值。

在本文探讨的以扩口式管路连接件为研究对象的接触式静密封性能问题中，扩口管与管接头之间的密封界面是通过外套螺母拧紧从而产生相互挤压变形而实现的。并且由于扩口管与管接头接触表面凹凸不平，需要通过增大两者之间真实接触面积从而阻止泄漏达到密封。根据逾渗理论，当接触界面真实接触面积大于某一临界值  $P_c$  时，接触界面不会构成泄漏形成密封；当真实接触面积等于临界值  $P_c$  时，接触界面发生少量泄漏；当真实接触面积小于临界值  $P_c$  时，接触界面产生大量泄漏，并且真实接触面积越小，产生的泄漏量越多<sup>[31][33]</sup>。

基于逾渗理论，本文通过对接触表面通过构建栅格泄漏模型进行转化，将扩口管接触表面区域离散为一定量的二维正方形网格。并且在施加位移载荷的过程中，真实接触面积比是一个重要的特征参数，通过对栅格模型每个网格赋予接触或未接触的属性来控制接触表面真实接触面积占比，图 3.18 中给出了接触面积比分别为 0.3 和 0.7 两个栅格模型示意图，其中黑色网格组成部分为接触区域，白色网格组成部分为未接触区域。为了模拟达到接触界面达到密封的状态，通过对栅格模型上下两侧的白色网格区域分别作为介质流动的起始点和终点，并且模拟粗糙表面的随机性，将黑白网格分布设置为均匀分布。若上下两侧存在连通路径则存在泄漏，未存在连通路径则未构成泄漏达到密封。将黑色网格与所有网格数量之比记为  $r$ ，即对应接触表面真实接触面积占比为  $r$ ，则白色网格与所有网格数量之比为  $1-r$ ，通过改变网格总体数量以及黑白网格数量之比来得到逾渗阈值  $P_c$  即临界真实接触面积比。



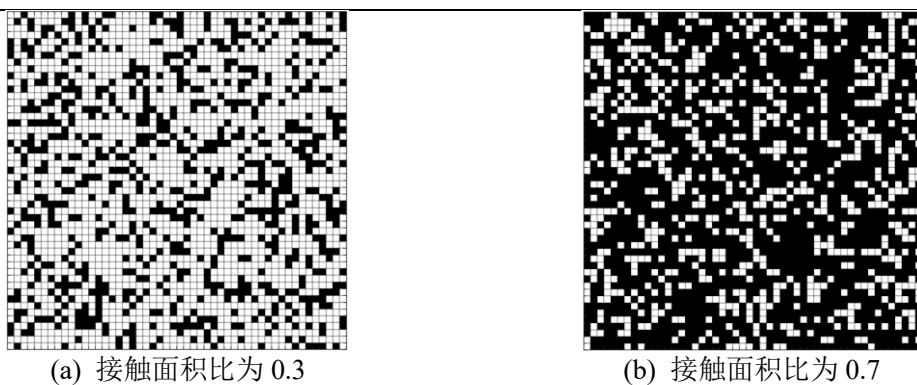


图 3.18 不同接触面积比的栅格模型示意图

## (2) 启发式寻径算法构建

为了确定栅格泄漏模型在不同  $r$  值的情况上下两侧白色网格是否存在连通路程，以进一步判断逾渗阈值  $P_c$  即临界真实接触面积占比大小，从而得到评判接触界面达到密封的性能指标。通过将起始第一行白色网格作为起点集，最后一行白色网格作为终点集，如图 3.19 所示，采用 A\* 寻径算法<sup>[86]</sup>寻找之间是否存在连通路程。A\* 算法寻径过程实现步骤如下：

S1: 随机生成  $n \times n$  接触表面栅格模型，并且控制黑白网格数量之比。黑色网格分布设置为均匀分布，用于模拟真实接触状态下的随机性；

S2: 从起点集选择一个起点网格 S，把 S 放入到“开启列表”中，“开启列表”为一个存放待检查方格的列表。并从终点集选择一个终点网格 E；

S3: 寻找起点 S 周围可以到达的网格，这里设置只可以上、下、左、右四个方向移动。并将可以到达的网格放入“开启列表”中，设置它们的父节点为 S；

S4: 从“开启列表”中删除起点 S，把它加入到一个“关闭列表”，“关闭列表”为一个保存所有不需要再检查的网格；

S5: 计算周围每个网格的  $F$  值的大小，其中：

$$F = G + H \quad (3.24)$$

其中， $G$  表示从起点 S 移动到当前网格的路径距离， $H$  表示当前网格到终点 E 的曼哈顿距离。

S6: 从“开启列表”中选择  $F$  值最小的网格 P 并从“开启列表”移除出去放入“关闭列表”，检查网格 P 周围可以到达的网格。若 P 周围可到达的网格未存在“开启列表”中，则把他们加入进去，计算这些网格的  $F$  值，设置父节点为 P；若周围可到达的某一网格 Q 已经在“开启列表”中，重新计算 S 经过网格 Q 到达 P 的路径距离，若重新计算后新的  $G$  值更小，则修改父节点为 S，重新计算  $F$  值；若重新计算后新的  $G$  值更大，则不需要进行修改；

S7: 继续从“开启列表”找出  $F$  值最小的网格，从“开启列表”移除出去放入“关闭列表”，继续寻找周围可以到达的网格，当“开启列表”中存在终点 E 时，则说明找到连通路程；若“开

启列表”中成为空集，则说明未找到连通路径。

S8: 重复上述步骤 S2~S7，从起点集和终点集选择其他起终点进行循环。若所有起点集中的网格均未找到至任一终点集网格的连通路径，则说明此栅格模型不存在连通路径，反之则说明存在连通路径。

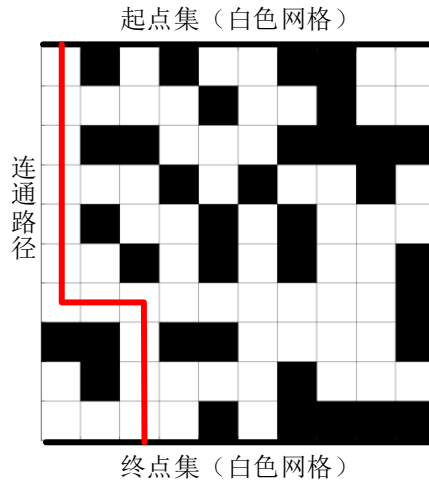
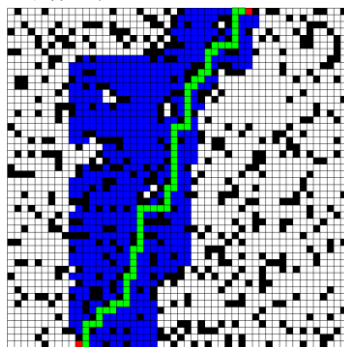


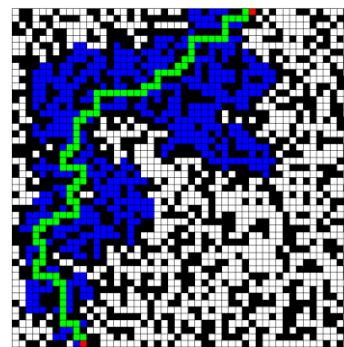
图 3.19 寻径算法示意图

### (3) 寻径结果分析

接触界面存在的泄漏通道是随机的，图 3.20 给出了在栅格网格数量为  $50 \times 50$  的情况下，不同接触面积占比情况下栅格泄漏模型寻径状态，其中红色网格代表起点和终点，绿色网格代表寻径路线，蓝色网格代表寻径过程扩展到的网格。在算法循环次数  $c$ 、接触面积比  $r$  和栅格模型网格边长数量  $n$  不同的情况下，栅格泄漏模型存在泄漏通道是否存在是不确定的。并且即使在  $n$  和  $r$  相同的情况下，由于黑色网格为随机分布，泄漏通道是否存在的概率也是不相同的。针对算法循环次数  $c$  和网格边长数量  $n$  进行控制变量分析，以便最终确定逾渗阈值  $P_c$  即临界真实接触面积比的大小。



(a) 接触面积比为 0.2



(b) 接触面积比为 0.4

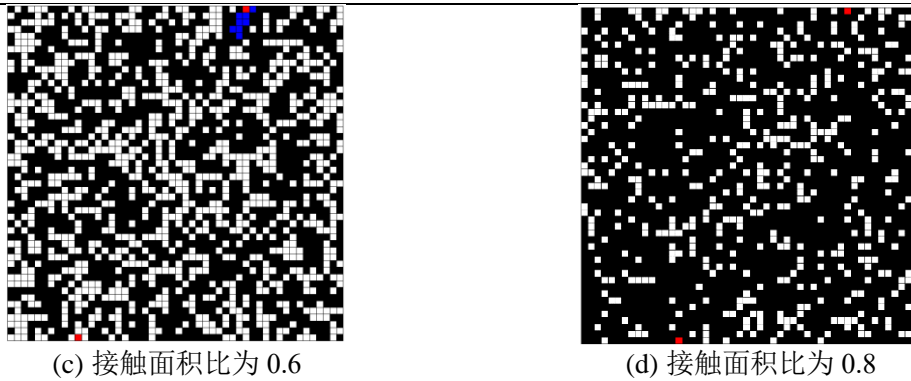


图 3.20 不同接触面积比时栅格模型泄漏状态

1) 循环次数对寻径结果的影响

创建  $n=50$  的栅格模型， $r$  值从 0~1 进行逐步递增。通过对比不同循环次数  $c$  对栅格模型泄漏概率的影响。取循环次数  $c=10, 20, 50, 100, 200$ ，计算结果如图 3.21 所示。可以看出栅格模型存在泄漏概率与接触面积比之间的关系并非呈线性变化，而是在中间存在非常陡峭的过渡区域，当增加循环次数  $c$  时，栅格泄漏模型泄漏概率过渡区逐渐向左偏移，当  $c=50$ 、 $c=100$  与  $c=200$  时计算结果曲线几乎重合，循环次数越多其曲线结果更加精确，但同时会导致算法运行时间更长，为提高算法运行效率，节省计算时间，同时保证结果的精确性，选取循环次数  $c=100$  作为后续栅格泄漏模型每次计算循环次数。

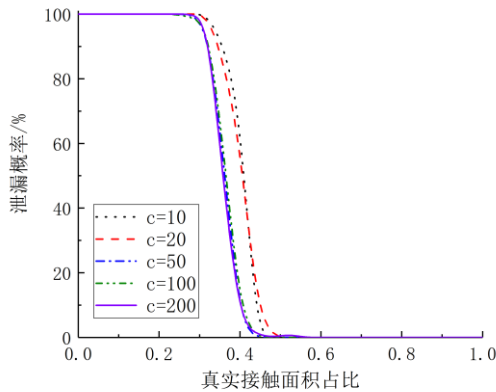


图 3.21 不同循环次数下寻径结果

2) 栅格模型网格数量对寻径结果的影响

分别创建  $n=10, 50, 100, 200, 250$  的栅格泄漏模型，在每个接触面积占比  $r$  下循环 100 次，得出数据结果如图 3.22 所示。随着栅格模型网格数量越多，过渡区域也越来越狭窄，且泄漏概率为 0 时对应的真实接触面积占比也越小。不同栅格模型网格数量泄漏概率为 0 时接触面积比如表 3.4 所示。当网格数量继续增加时，计算时间耗费越大，计算效率低下，并且其过渡区域始终在  $r=0.40$  附近；当网格数量区域无穷多时，根据逾渗理论可知，其最终结果会收敛于  $0.41$ <sup>[26],[35],[87]</sup>，即逾渗阈值  $P_c=0.41$ ，则此时接触面积比就为临界接触面积比  $r_0$ 。



根据上述分析可知，当粗糙表面真实接触面积比  $r < 0.41$  时则会存在泄漏通道，反之则不存在泄漏通道，可以形成有效密封。于是可以总结出，当接触界面真实接触面积占比至少要大于 0.41 时，才能使得接触区域之间不发生泄漏从而实现密封性能。

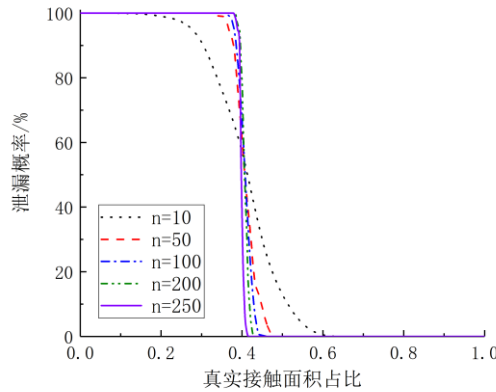


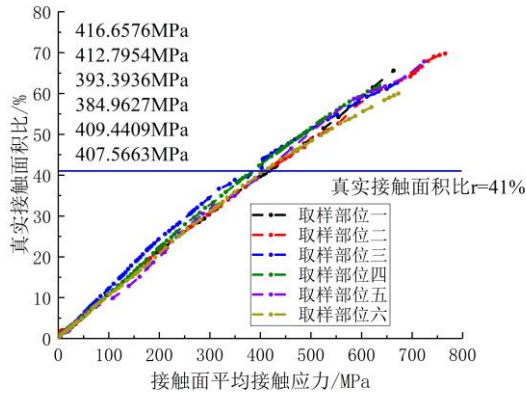
图 3.22 不同栅格模型网格数量下寻径结果

表 3.4 泄漏概率为 0 时真实接触面积比

栅格模型网格数量	真实接触面积比
10×10	0.600
50×50	0.480
100×100	0.440
200×200	0.425
250×250	0.415

### 3.5.3 粗糙接触表面密封性能评判

根据粗糙表面接触仿真以及对接触表面栅格化模型模拟结果可知，当真实接触面积占名义接触面积达到 0.41 以上时，管路连接件扩管与管接头接触部位可实现密封。结合图 3.16 仿真结果数据，得到真实接触面积比  $r=0.41$  时对应的接触面平均接触应力大小，如图 3.23 所示。此时对应 6 个  $0.05\text{mm} \times 0.05\text{mm}$  不同接触区域的表面平均接触应力分别为 416.6576MPa、412.7954MPa、393.3936MPa、384.9627MPa、409.4409MPa、407.5663MPa，这也是由于接触表面的随机性所导致出现较小差异。但管路连接件达到密封时，应该优先考虑接触区域最薄弱环节，选取仿真结果中最大值四舍五入后的值 417MPa 作为扩口式管路连接件扩口管与管接头  $0.05\text{mm} \times 0.05\text{mm}$  接触区域形成密封界面时所需要最小接触应力，为管路连接件的密封性能分析中评判密封标准提供重要评判指标。

图 3.23 真实接触面积比  $r=0.41$  时对应平均接触应力

### 3.6 本章小结

本章首先介绍了经典接触问题的基本原理，随后针对真实扩口管和管接头接触部位进行取样扫描测量，根据真实表面形貌数据进行粗糙表面有限元建模及接触过程的仿真分析。最后通过对接触界面采用栅格化模型进行模拟，结合仿真结果最终得到评判扩口管和管接头接触表面达到密封的评价指标及标准。具体结论如下：

(1) 通过对真实扩口管和管接头接触部位进行取样扫描测量，对扫描出的点云数据进行逆向建模、网格划分得到三维接触表面有限元模型。提取出接触表面产生真实接触的区域，得到不同取样部位的接触表面真实接触面积随平均接触应力的近似正比关系，验证了接触问题的理论分析结论。

(2) 基于逾渗理论，对扩口管接触界面建立了栅格模型，通过构建启发式寻径算法寻找界面之间的连通路径，当网格数量趋于无穷大时，其逾渗阈值  $P_c=0.41$  时，表明当接触界面真实接触面积占比至少要大于 0.41 时，才能使得接触区域之间不发生泄漏从而实现密封性能。

(3) 将栅格模型对密封界面的模拟分析结合粗糙表面接触过程的仿真结果，当扩口管和管接头的  $0.05\text{mm}\times 0.05\text{mm}$  接触区域形成密封界面时，其所需要的最小接触应力为 417MPa，为后续管路连接件的密封性能分析中提供重要密封评判指标。

## 第四章 装配状态对管路密封性能影响分析

### 4.1 引言

管路连接件的密封性能对飞机运行可靠性具有重要影响。目前针对管路连接件密封性能尚无具体的控制指标和标准。本章首先介绍现有管路连接件的密封准则,并结合第三章分析结论,得出管路连接件达到密封时的评判指标;然后根据真实飞机扩口式管路连接件建立有限元模型,分析不同尺寸管路连接件在不同装配偏差下达到密封时所需要的最小拧紧力矩。

### 4.2 扩口式管路连接件密封准则

根据 2.2 节对管路连接件结构组成介绍,扩口管与管接头之间是通过接触部位之间相互挤压使得表面产生形变从而实现密封的,并且通过 3.3 节可知无论是扩口管还是管接头表面都是具有凹凸不平的微凸体形成的粗糙表面,因此接触部位间会存在微小泄漏通道,需要通过增大拧紧力矩,减小由于粗糙表面上微凸体造成的空隙从而保证密封性能。根据扩口式管路连接件的结构特征和机械密封基本原理<sup>[44][68]</sup>,可以得出评判密封性能的三个指标:

(1) 密封面宽:根据扩口式管路连接件的结构特点,扩口管和管接头接触表面为圆环状锥面,并且接触表面应力分布并不均匀,以扩口管接触表面为例,如图 4.1 所示,接触部位应力由扩口根部到扩口顶部依次减小,所以优先形成有效密封区域的部位应是靠近扩口根部位置,并称形成有效密封的环形区域为密封闭环,密封闭环对应的宽度称为密封面宽。同时由于装配偏差的存在会使得形成密封闭环的宽度并非均匀,为了保证管路连接件的密封性能,应选取密封面宽的最窄位置处对密封可靠性进行评判,并称之为“最小密封面宽”。

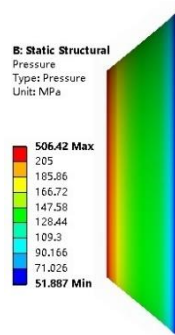


图 4.1 扩口管接触部位应力分布

(2) 有效密封面积:形成有效密封闭环区域的部位对应的面积大小为有效密封面积。管路连接件在制造加工和装配过程中可能会对扩口管和管接头接触表面造成划痕或损伤,有效密封区域会受到一定影响,因此为保证管路连接件密封性能,扩口管和管接头接触部位的有效密封面积应尽可能更大。

(3) 有效密封比压：有效密封区域内接触应力与有效密封面积的比值称为有效密封比压。在管路结构和材料允许范围内，接触表面的有效密封比压越大越好。

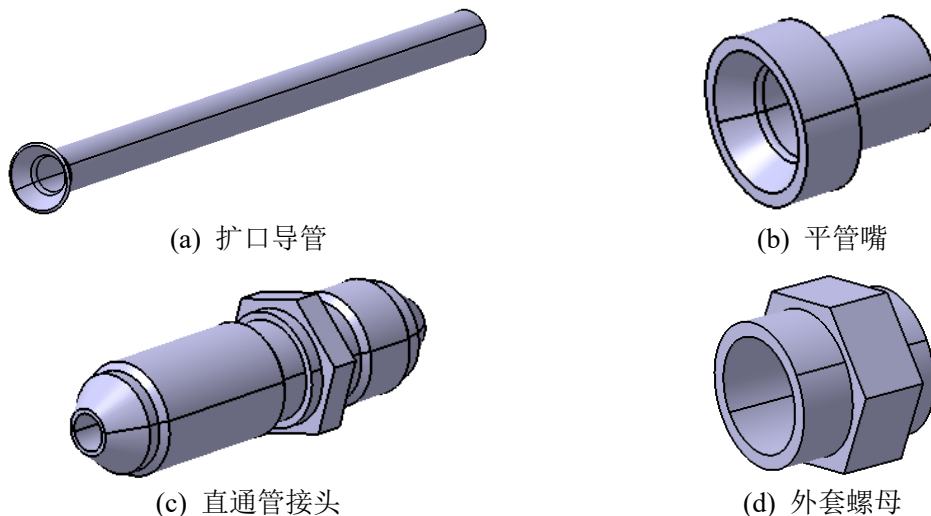
为分析扩口式管路连接件的密封性能，需对上述指标进行量化处理，并且针对不同尺寸的管路连接件各项指标也不相同，现有研究结论针对密封面宽、有效密封面积和有效密封比压进行了定量分析<sup>[51][53][66],[88]</sup>。

然而，在之前的部分中认为当接触表面的接触应力超过材料屈服极限时，则发生屈服部分的区域实现了密封效果，并且简单地将发生屈服部分的接触区域的带宽和面积认为就是密封面宽和有效密封面积，显然没有考虑表面粗糙形貌影响。事实上，在实际密封过程中，即使发生屈服的情况下材料间仍会存在微小间隙，并不能构成有效密封区域。本文通过对实际扩口管和管接头接触部位的粗糙表面进行接触分析，得到扩口式管路连接件能够满足密封性能的条件为：当扩口管和管接头接触部位存在接触应力大于 417MPa 且最小密封面宽不小于 0.05mm 的有效密封闭环区域时，则可以保证管路连接件的密封性能。

### 4.3 扩口式管路连接件有限元建模

#### 4.3.1 三维实体模型建立

本文研究对象为航标规定的第 1 尺寸系列  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  三种尺寸的扩口式管路连接件，参考相关标准<sup>[71][74]</sup>使用 CATIA 建立相应的三维实体模型。三种尺寸的管路连接件外形相同，仅尺寸和壁厚不相同，故以其中一种尺寸  $d_0=4\text{mm}$  为例，建立实体模型如图 4.2 所示。由于实际扩口管长 800mm，为了在后续有限元分析中减少不必要的网格数量，提高计算效率，并且扩口管管体长度不会影响与管接头接触部位力学性能变化，于是将扩口管缩减至 100mm，根据 2.4 节中管路连接件扭拉关系计算公式，可以在仿真过程中使用轴向预紧力代替拧紧力矩，对管接头和外套螺母上的螺纹部位进行了简化，直接施加螺栓预紧力。



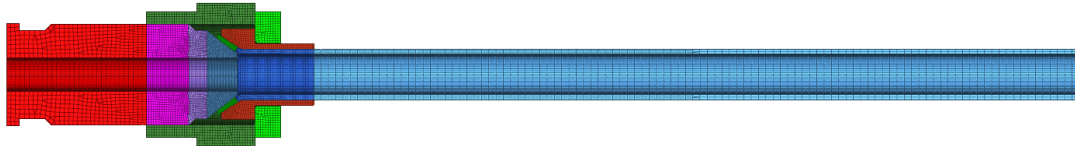


(e) 装配体

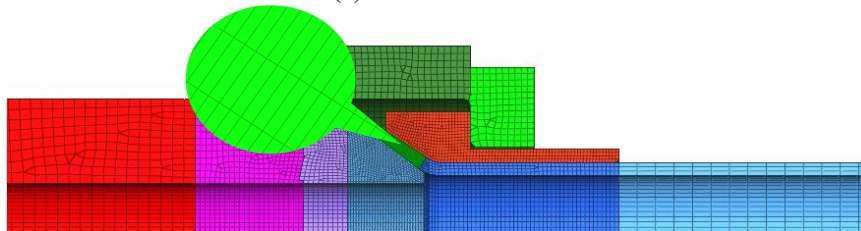
图 4.2 管路连接件各零件的三维模型及装配体

#### 4.3.2 实体模型有限元网格划分

将管路连接件装配体模型在 CATIA 中建好后, 导入 Hypermesh 软件进行有限元网格划分, 利用管路连接件的轴对称性质, 首先将装配体模型延中轴线切分开来, 在切分后的剖面图在 2D 网格划分选项中使用 automesh 功能进行 2D 网格划分, 并且对存在接触部位处进行网格加密处理, 提高计算精度; 对未存在接触部位网格密度可以相对稀疏, 减少计算时间。划分完 2D 网格后, 通过使用 3D 网格划分选项中 spin 功能, 考虑网格单元的长宽比以及雅可比的情况下旋转份数为 60 份, 即模型轴向一圈的网格数量为 60。同样对网格赋予 solid185 单元属性。同样以  $d_0=4\text{mm}$  为例, 管路连接件有限元网格模型如图 4.3 所示, 扩口管接触表面网格精度会对后续密封性能评判产生重要影响, 所以单个网格单元长度应尽可能小。通过对网格进行独立性验证, 对扩口管接触表面网格进行尽可能加密, 划分尺寸为  $0.02\text{mm}$  时接触表面径向方向网格数已经达到 138 份, 继续加密会导致网格长宽比过大, 导致仿真过程无法计算, 于是确定扩口管接触表面网格尺寸为  $0.02\text{mm}$ 。



(a) 装配体整体图



(b) 接触部位局部放大

图 4.3 管路连接件有限元网格模型

#### 4.3.3 材料属性和约束载荷设定

将管路连接件有限元模型导入 ANSYS Workbench 软件中进行材料属性定义和约束设定以及载荷施加。首先对扩口管有限元模型赋予 1Cr18Ni9Ti 材料属性, 对管接头、平管嘴和外套螺母赋予 45#钢材料属性, 材料参数在 2.4 节中表 3.3、图 2.14 和表 2.6、图 3.10 中已经给出, 此处不再重复, 同时采用多线性各向强化本构模型对管路连接件中的接触行为进行模拟。

随后是管路连接件中接触对设置，根据 2.4 节中图 2.23 中的四个接触对进行设定，分别是①平管嘴与外套螺母圆环形接触对、②扩口导管外部与平管嘴内部接触对、③扩口导管扩口部分与管接头外锥面的接触对、④管接头与外套螺母之间的螺纹接触对，同样以  $d_o=4\text{mm}$  管路连接件为例，接触对设置如图 4.4 所示。根据 2.4 节管路连接件扭拉关系推导，在拧紧过程中可将扩口导管和管接头视为一体<sup>[61][62]</sup>，并且在后续仿真中是通过施加螺栓预紧力来代替拧紧力矩模拟拧紧过程，故对扩口导管-平管嘴接触对设置为绑定接触，其余三个接触对设置为摩擦接触，摩擦系数设置为 2.3 节的测定结果，分别为 1Cr18Ni9Ti 与 45#钢间的静摩擦系数 0.149 以及 45#钢与 45#钢间的动摩擦系数 0.150。

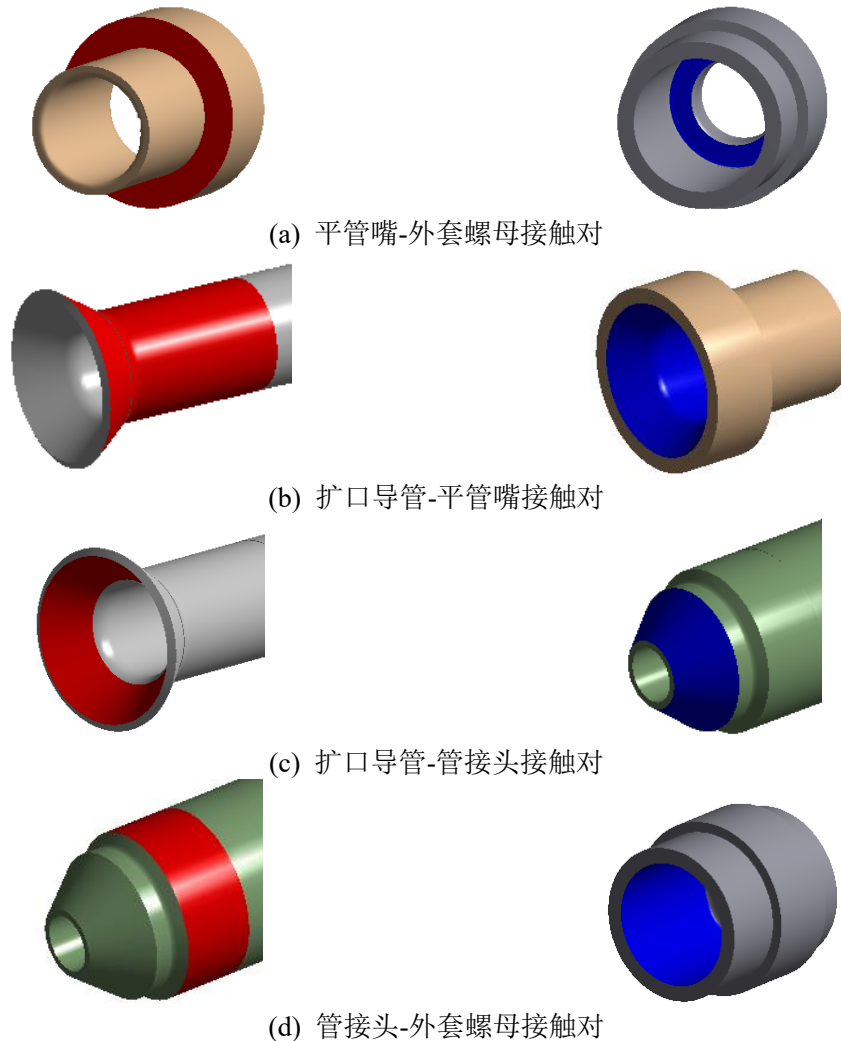


图 4.4 管路连接件接触对设定

接着对管路连接件施加边界条件模拟实际装配情况。在管接头一侧施加固定约束，外套螺母处施加螺栓预紧力代替拧紧力矩，并根据 HB 4-1-2020<sup>[75]</sup>、GJB 638A-97<sup>[77]</sup>对管路连接件试验压力的规定，在管路连接件内部施加 42MPa 的工作压力载荷模拟内部油液压力。边界条件施加如图 4.5 所示。



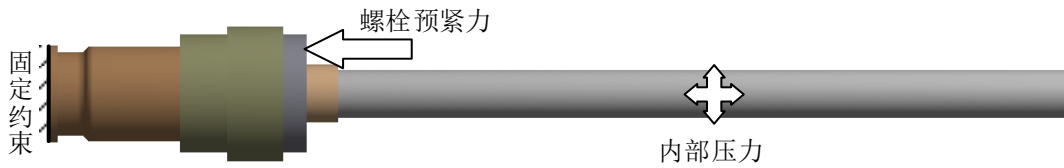
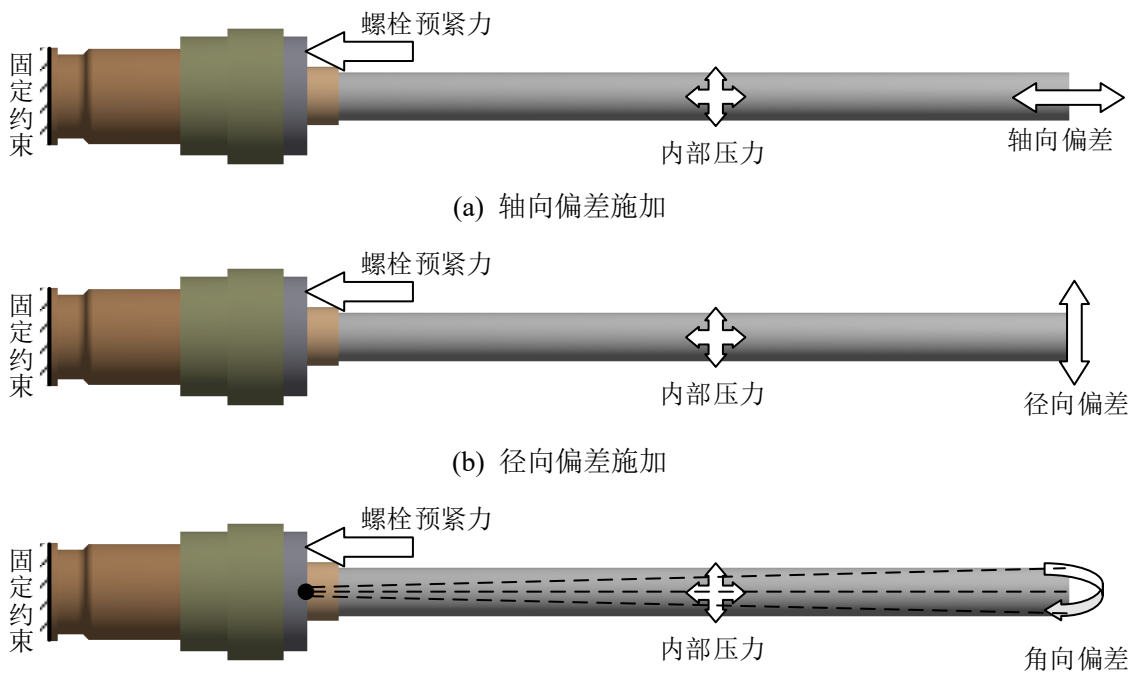


图 4.5 边界条件及载荷施加示意图

进一步地，通过在扩口管一侧施加装配偏差模拟实际装配过程中产生的偏差情况。如图 4.6 所示，轴向和径向偏差通过在扩口管外端面施加轴向或径向位移约束来控制；角向偏差的设置则是通过对导管扩口处创建一个远端位移点，并选中扩口管外端面与远端位移点产生连结，从而施加角向约束。



(c) 角向偏差施加

图 4.6 装配偏差施加示意图

#### 4.4 拧紧力矩对管路密封性能影响分析

HB4-1-2020<sup>[75]</sup>规定了保证第 1 尺寸系列进行耐压试验或气压泄漏试验时所需要的拧紧力矩范围，其中  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  三种尺寸如表 4.1 所示。

表 4.1 拧紧力矩装配范围

管路连接件尺寸 $d_0/\text{mm}$	导管、接头和外套螺母中任何一种 是铝制品		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
	$T_{min}/\text{N}\cdot\text{m}$	$T_{max}/\text{N}\cdot\text{m}$	$T_{min}/\text{N}\cdot\text{m}$	$T_{max}/\text{N}\cdot\text{m}$
4	8.80	17.60	14.70	23.50
6	12.75	23.50	20.60	29.40
8	16.70	29.40	26.50	35.30

本文研究对象为  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  三种尺寸并且均为钢件的管路连接件，航标中规定的拧紧力矩范围缺乏相应仿真分析和验证。因此本节讨论施加不同螺栓预紧力，分析扩口接触表面产生接触应力的分布以及达到有效密封区域的最小密封面宽，并且根据 4.2 节中得出的能够满足密封性能的条件来判断管路连接件达到密封时所对应的最小轴向预紧力和最小拧紧力矩的大小。通过后处理中编写 APDL 命令流提取出满足扩口管与管接头接触表面接触应力超过 417MPa 的网格单元，将符合的单元数量和宽度进行累加，形成有效密封闭环区域的径向方向单元数量最少一列的长度即是有效密封面宽，最小密封面宽提取流程图如图 4.7 所示。

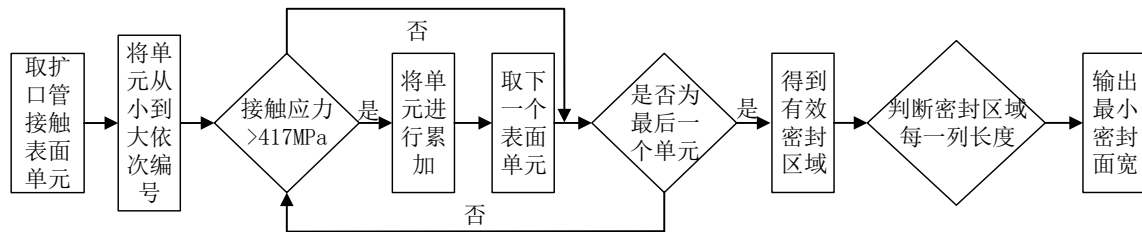


图 4.7 最小密封面宽参量提取流程图

#### 4.4.1 $d_0=4\text{mm}$ 管路密封性能分析

图 4.8 给出了不同轴向预紧力下  $d_0=4\text{mm}$  管路连接件中扩口管与管接头接触表面的接触应力云图，其中红色区域为产生有效密封区域，橙色区域为表面产生屈服变形区域。可以看出表面应力从扩口管由内而外逐渐增大，并且随着轴向预紧力的增大也逐渐增加。这是由于在扩口管与管接头在挤压接触过程中，受到的应力集中区域位于扩口管根部位置，根部接触应力最大，而后依次向扩口外部递减。



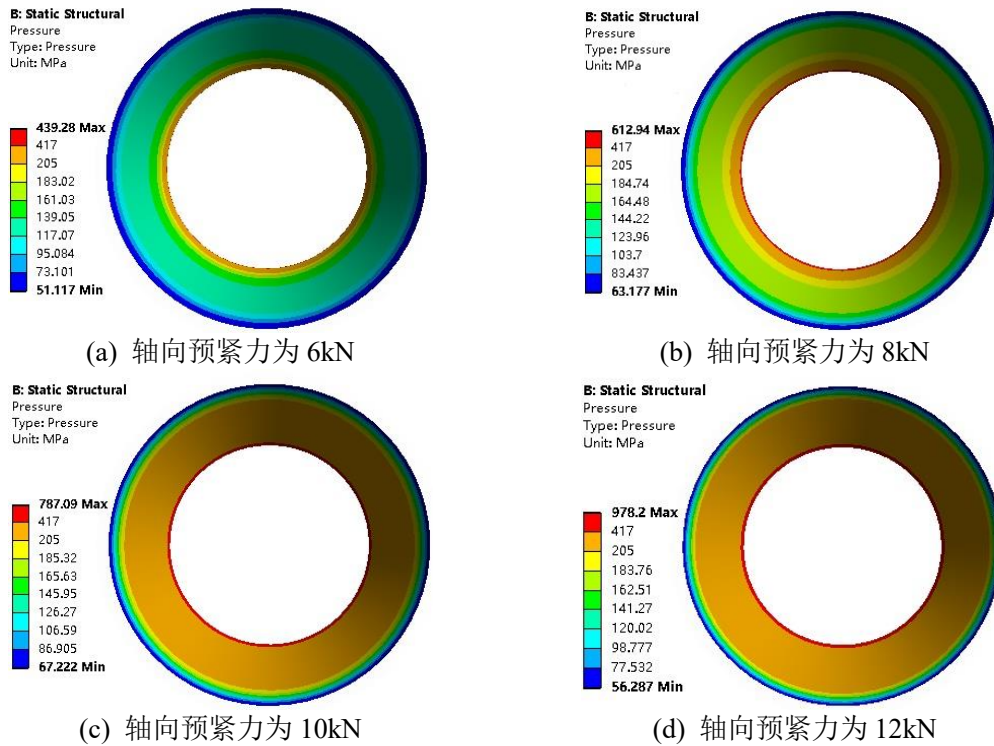


图 4.8 不同轴向预紧力下  $d_o=4\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

通过在后处理中使用 APDL 命令流提取出扩口管接触表面接触应力超过 417MPa 即达到有效密封区域的最小密封面宽，并且扩口管表面网格划分尺寸为 0.02mm，受到网格尺寸精度影响，输出的数据所绘制的曲线呈阶梯状趋势，对原始数据拟合之后可以得到平滑曲线如图 4.9 所示。由于扩口表面网格精度为 0.02mm，输出结果存在  $\pm 0.02\text{mm}$  的误差，根据 3.7 节得到的评判管路连接件的密封标准，其最小密封面宽至少为 0.05mm，图 4.9 中最小密封面宽 0.05mm 对应的轴向预紧力为 7.0kN，最小密封面宽 0.07mm 对应的轴向预紧力为 7.7kN，为了使得仿真结果更加可靠，更能保证实际情况管路密封性能的情况下，取最小密封面宽为 0.07mm 对应的轴向预紧力大小为密封时所需要的最小轴向预紧力，即保证 1 系列  $d_o=4\text{mm}$  的管路连接件达到密封时最小轴向预紧力为 7.7kN。同时根据 2.4 节中表 2.10 中的管路连接件扭拉关系理论公式中对轴向预紧力进行换算：

$$F = 543.078T \quad (4.1)$$

得到对应的最小拧紧力矩为 14.18N·m。

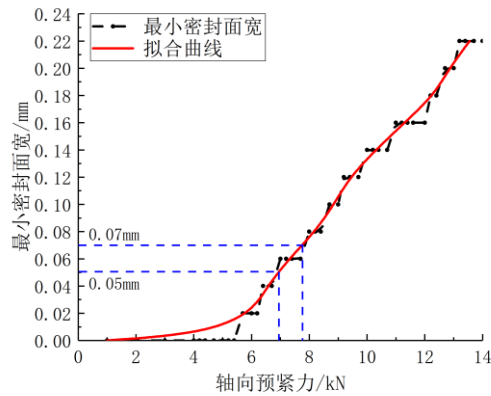


图 4.9  $d_0=4\text{mm}$  轴向预紧力与最小密封面宽之间的关系

同时，针对扩口表面发生屈服变形的部分进行分析，与提取最小密封面宽参量方法相同，得到扩口管接触表面应力超过 1C18Ni9Ti 材料屈服极限即大于 205MPa 的接触区域产生形变带宽，将最小密封面宽与最小屈服变形带宽二者进行比较，如图 4.10 所示。在最小轴向预紧力为 7.7kN 即最小拧紧力矩 14.18N·m 对应形成的屈服变形带宽为 0.48mm，并且在此之后屈服变形部分进入快速上升阶段，说明当管路连接件达到密封时，继续增大拧紧力矩则会使得发生屈服变形部分迅速扩张，管路连接件密封性能继续提高；当继续增大轴向预紧力至 10kN 左右时发生屈服变形部分趋于饱和，若施加过大拧紧力矩则会造成对密封结构的破坏。

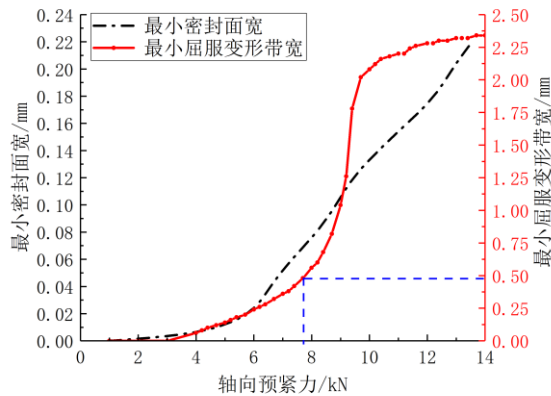


图 4.10  $d_0=4\text{mm}$  最小密封面宽与最小屈服变形带宽对比

#### 4.4.2 $d_0=6\text{mm}$ 管路密封性能分析

$d_0=6\text{mm}$  管路连接件扩口管与管接头接触表面的接触应力与  $d_0=4\text{mm}$  管路连接件的变化相同，如图 4.11 所示。

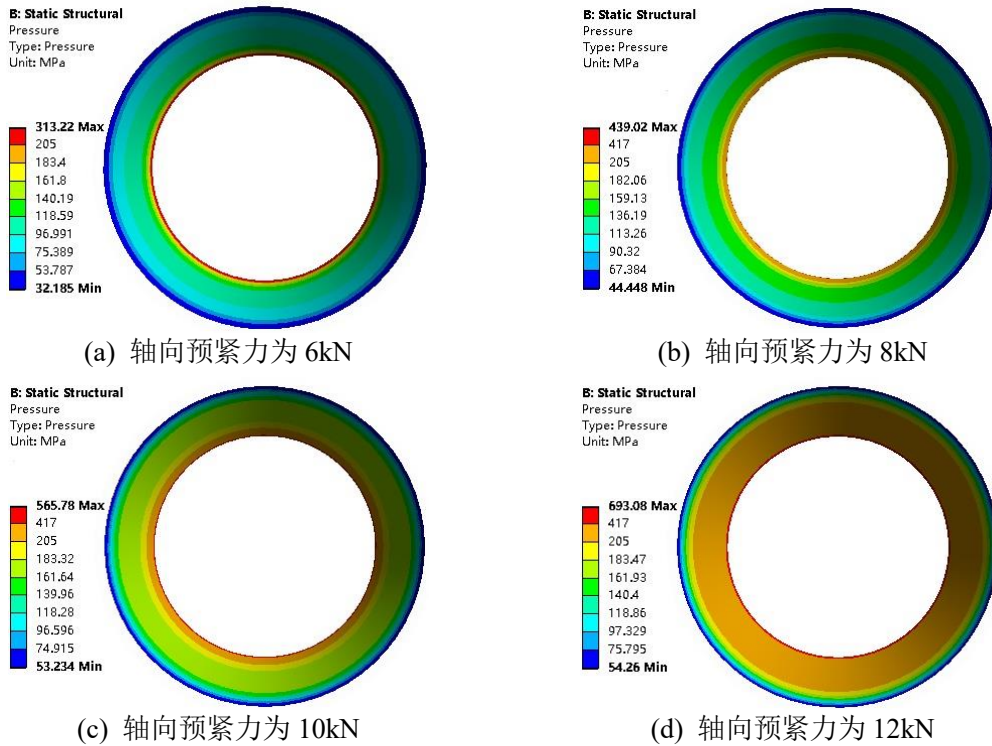


图 4.11 不同轴向预紧力下  $d_0=6\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

通过在后处理中使用 APDL 命令流提取出扩口管接触表面接触应力超过 417MPa 即达到有效密封区域的最小密封面宽，如图 4.12 所示，取最小密封面宽为 0.07mm 对应的轴向预紧力大小为密封时所需要的最小轴向预紧力，即保证 1 系列  $d_0=6\text{mm}$  的管路连接件达到密封时最小轴向预紧力为 10.3kN。同时根据 2.4 节中表 2.10 中的管路连接件扭拉关系理论公式中对轴向预紧力进行换算：

$$F = 462.298T \quad (4.2)$$

得到对应的最小拧紧力矩为 22.28N·m。

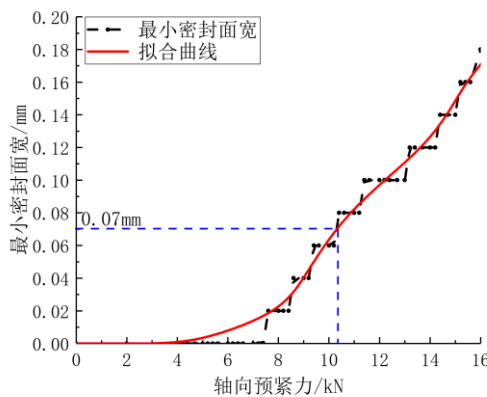


图 4.12  $d_0=6\text{mm}$  轴向预紧力与最小密封面宽之间的关系

同样对扩口表面发生屈服变形的部分进行分析，将最小密封面宽与最小屈服变形带宽二者

进行比较,如图 4.13 所示。在最小轴向预紧力为 10.3kN 即最小拧紧力矩 22.28N·m 对应形成的屈服变形带宽为 0.51mm,并且在此之后屈服变形部分进入快速上升阶段,与  $d_0=4\text{mm}$  管路连接件变化一致;当继续增大轴向预紧力至 12kN 左右时发生屈服变形部分趋于饱和,施加过大拧紧力矩则会造成对密封结构的破坏。

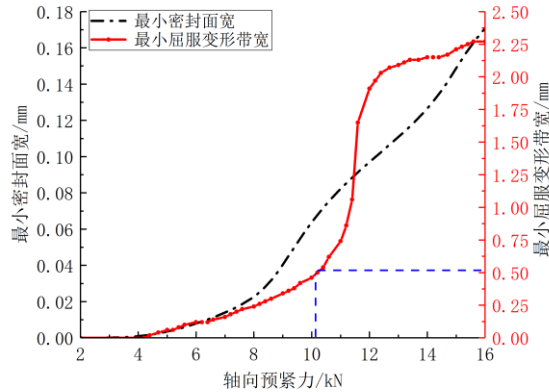


图 4.13  $d_0=6\text{mm}$  最小密封面宽与最小屈服变形带宽对比

#### 4.4.3 $d_0=8\text{mm}$ 管路密封性能分析

$d_0=8\text{mm}$  管路连接件扩口管与管接头接触表面的接触应力与前两中尺寸管路的变化相同,如图 4.14 所示。

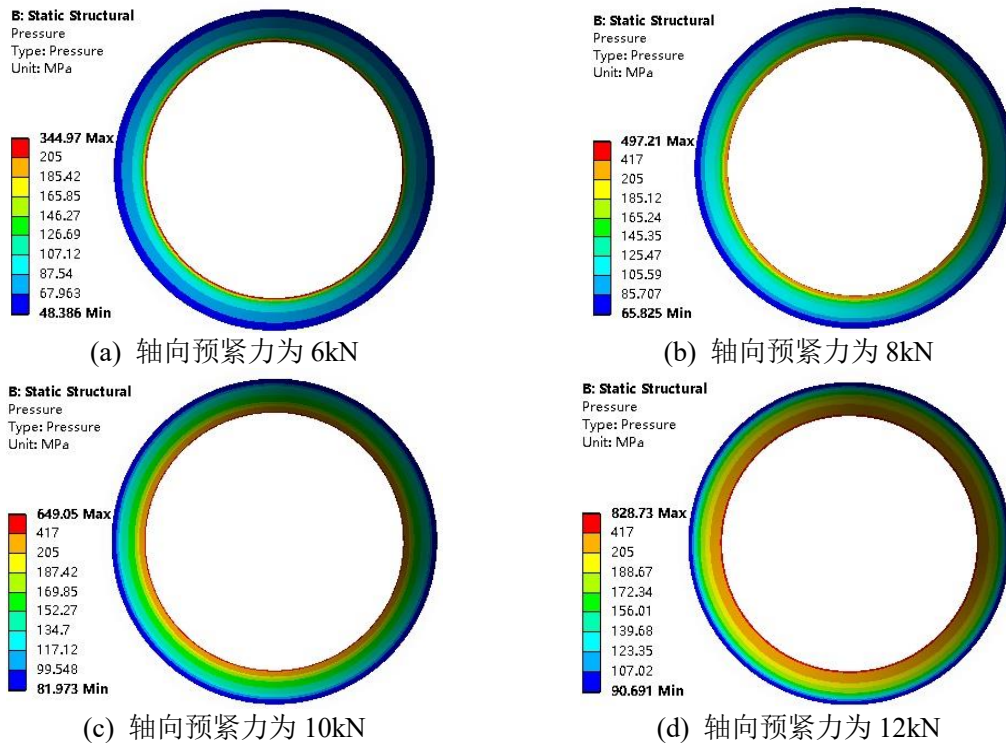


图 4.14 不同轴向预紧力下  $d_0=8\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

通过在后处理中使用 APDL 命令流提取出扩口管接触表面接触应力超过 417MPa 即达到有

效密封区域的最小密封面宽，如图 4.15 所示，取最小密封面宽为 0.07mm 对应的轴向预紧力大小为密封时所需要的最小轴向预紧力，即保证 1 系列  $d_o=8\text{mm}$  的管路连接件达到密封时最小轴向预紧力为 10.03kN。同时根据 2.4 节中表 2.10 中的管路连接件扭拉关系理论公式中对轴向预紧力进行换算：

$$F = 400.151T \quad (4.3)$$

得到对应的最小拧紧力矩为  $25.07\text{N}\cdot\text{m}$ 。

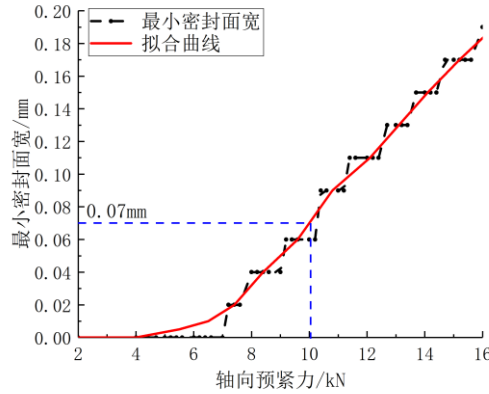


图 4.15  $d_o=8\text{mm}$  轴向预紧力与最小密封面宽之间的关系

同样对扩口表面发生屈服变形的部分进行分析，将最小密封面宽与最小屈服变形带宽二者进行比较，如图 4.16 所示。在最小轴向预紧力为 10.07kN 即最小拧紧力矩  $25.16\text{N}\cdot\text{m}$  对应形成的屈服变形带宽为 0.53mm，当继续增大轴向预紧力至 12.5kN 左右时发生屈服变形部分趋于饱和，由于  $d_o=8\text{mm}$  扩口管与管接头接触的环形区域的周向宽度更窄，在 10.07kN 以后最小屈服变形带宽增长趋势较前两种管路连接件稍为缓慢，施加过大拧紧力矩则会造成对密封结构的破坏。

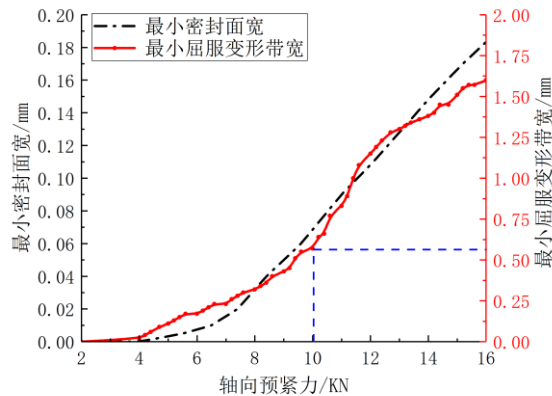


图 4.16  $d_o=8\text{mm}$  最小密封面宽与最小屈服变形带宽对比

#### 4.4.4 仿真小结

通过仿真得出三种尺寸管路连接件达到密封时所需要的最小拧紧力矩以及对应产生屈服变形带宽如表 4.2 所示。随着管路连接件尺寸的增大，达到密封时所需要的最小拧紧力矩也逐渐增加，产生屈服部分区域的宽度基本在 0.5mm 附近，并且随着管路连接件尺寸的增大而增加。

表 4.2 管路连接件最小拧紧力矩和屈服变形带宽仿真值

管路连接件尺寸 $d_0/\text{mm}$	最小拧紧力矩仿真值 $T_s/\text{N}\cdot\text{m}$	屈服变形带宽仿真值 $L_s/\text{mm}$
4	14.18	0.48
6	22.28	0.51
8	25.07	0.53

#### 4.5 轴向偏差对管路密封性能影响分析

轴向偏差是指扩口管与管接头接触面之间产生的长度方向误差，如图 4.17 所示。根据 GJB3054-97 中的规定<sup>[89]</sup>“导管每 100mm 长其偏差不得超过 0.3mm，总偏差应控制在 0.8mm 以内”。标准中没有给出不同尺寸的导管轴向偏差控制范围，本节通过分析不同尺寸下轴向偏差对扩口式管路连接件的密封性的影响规律。

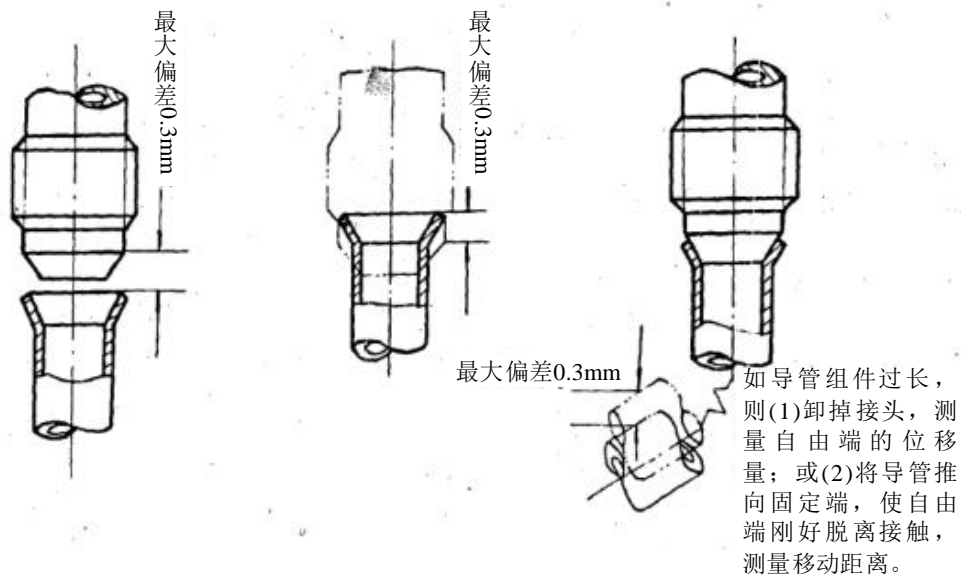


图 4.17 轴向偏差示意图

##### 4.5.1 $d_0=4\text{mm}$ 管路密封性能分析

选取仿真中得到的最小拧紧力矩 14.18 N·m 即轴向预紧力为 7.7kN 对  $d_0=4\text{mm}$  管路的轴向偏差进行分析，轴向偏差仿真设置范围为 -1.0mm~1.0mm，负轴向偏差代表扩口管与管接头挤压，正轴向偏差代表扩口管与管接头分离，图 4.18 给出了不同轴向偏差下扩口管与管接头接触表面



应力分布情况，可以看出随着轴向偏差的增大，表面接触应力逐渐减小。这是由于偏差增大导致扩口管和管接头接触部位互相分离，需要一定的预紧力抵消产生的偏差的反作用力，并且偏差越大，所需要用于抵消的轴向预紧力越大。

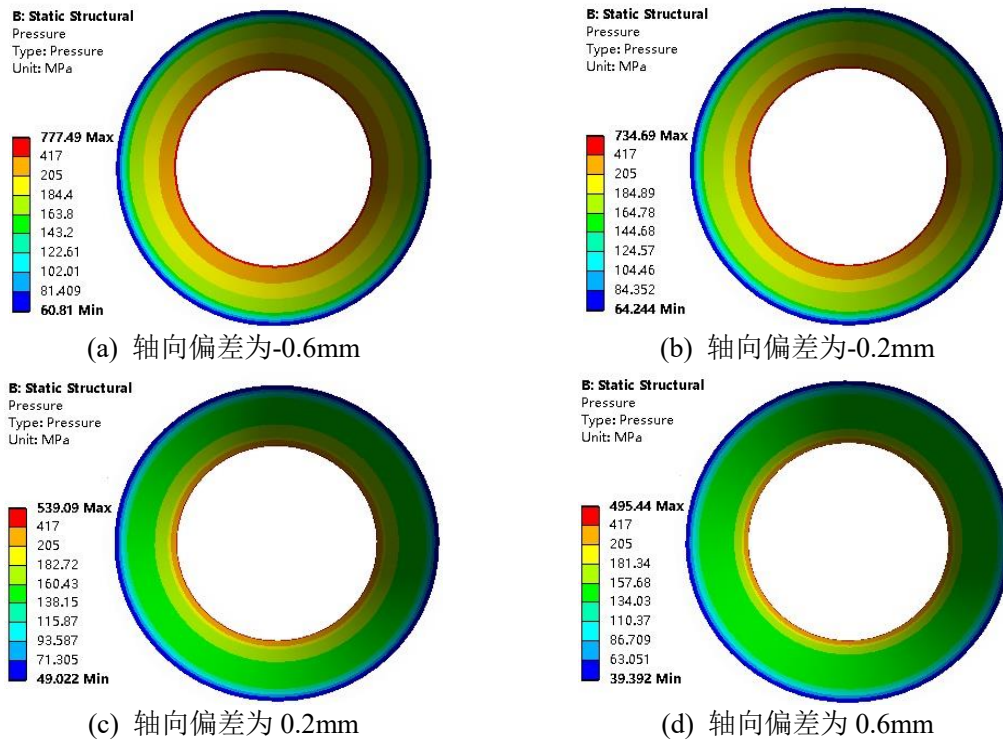


图 4.18 不同轴向偏差下  $d_0=4\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

使用 APDL 命令流提取出扩口管接触表面的最小密封面宽和最小屈服变形带宽如图 4.19 所示。在轴向偏差为负值的情况下，管接头和扩口管初始处于压紧状态，表面接触应力由轴向预紧力及轴向偏差产生的初始压应力共同组成，当轴向偏差负值越大，接触表面之间产生的初始压应力越大，在相同拧紧力矩的情况下管路最小密封面宽也越大，负轴向偏差对管路密封性能起到正向作用；当轴向偏差为正值的情况下，管接头和扩口管初始处于分离状态，在预紧过程中一部分轴向预紧力会用于抵消正轴向偏差产生的装配间隙，当轴向偏差正值越大，接触表面之间的初始间隙越大，在相同拧紧力矩的情况下管路最小密封面宽也越小，管路密封性能也越差，正轴向偏差对管路密封性能起到反向作用。选取最小密封面宽为  $0.07\text{mm}$  对应的轴向偏差大小为管路装配过程中轴向偏差装配阈值，从图 4.19 可以看出，当采用仿真得到的最小拧紧力矩  $14.18\text{ N}\cdot\text{m}$  对  $d_0=4\text{mm}$  管路连接件进行装配时，在轴向偏差小于  $0$  时才能保证管路连接件的密封性能，此时对应的最小屈服变形带宽为  $0.48\text{mm}$ 。

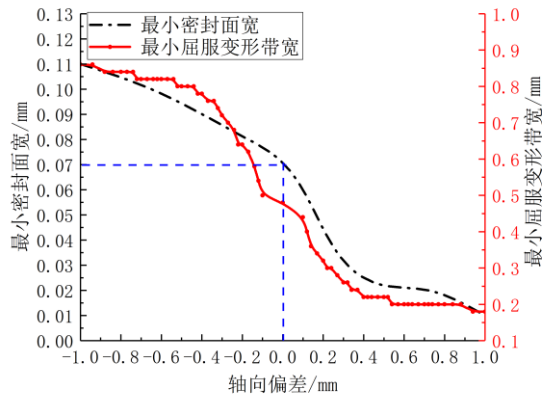


图 4.19  $d_0=4\text{mm}$  管路轴向偏差下密封性能仿真结果

#### 4.5.2 $d_0=6\text{mm}$ 管路密封性能分析

选取仿真中得到的最小拧紧力矩  $22.28\text{ N}\cdot\text{m}$  即轴向预紧力为  $10.3\text{ kN}$  对  $d_0=6\text{ mm}$  管路的轴向偏差进行分析, 轴向偏差仿真设置范围为  $-1.0\text{ mm}\sim 1.0\text{ mm}$ , 扩口管和管接头接触表面的接触应力随着轴向偏差的增大而逐渐减小, 如图 4.20 所示。使用 APDL 命令流提取出扩口管接触表面的最小密封面宽和最小屈服变形带宽如图 4.21 所示。选取最小密封面宽为  $0.07\text{ mm}$  对应的轴向偏差大小为轴向偏差装配阈值, 当采用仿真得到的最小拧紧力矩  $22.28\text{ N}\cdot\text{m}$  对  $d_0=6\text{ mm}$  管路连接件进行装配时, 在轴向偏差小于  $0.05\text{ mm}$  时才能保证管路连接件的密封性能, 对应的最小屈服变形带宽为  $0.48\text{ mm}$ 。

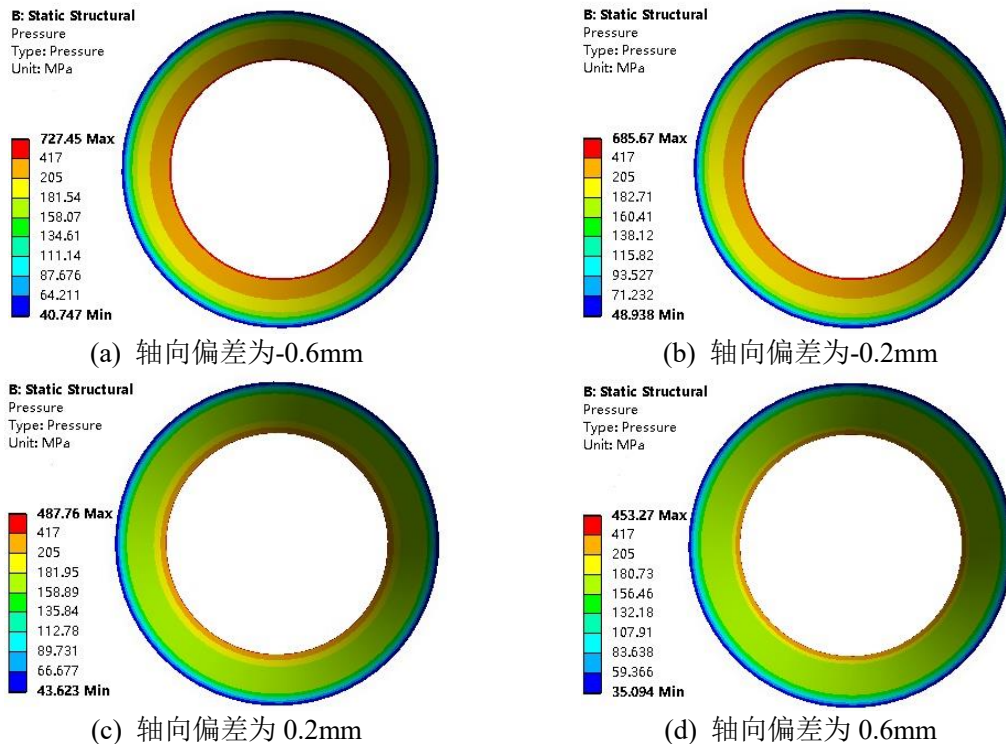


图 4.20 不同轴向偏差下  $d_0=6\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图



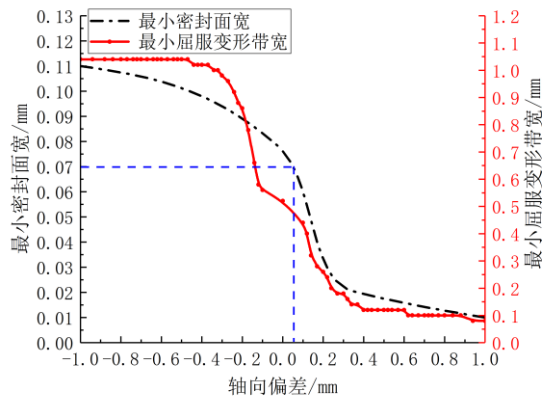
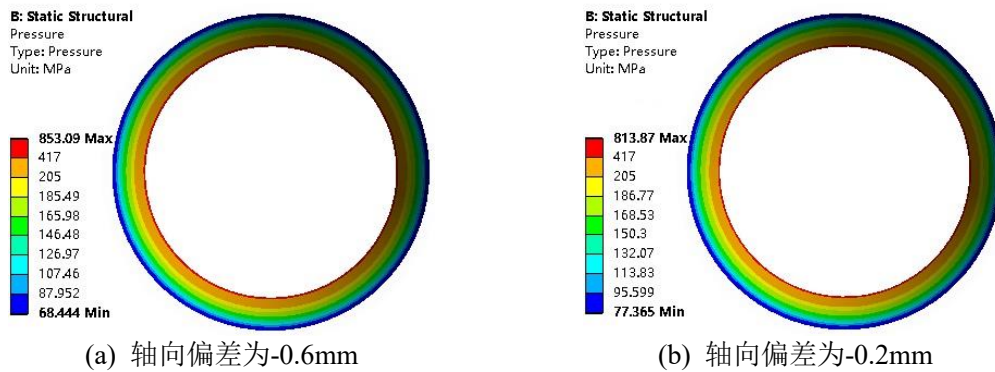
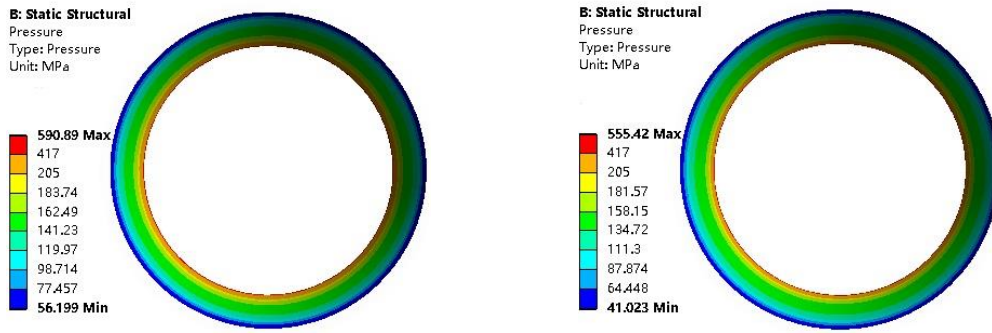


图 4.21  $d_0=6\text{mm}$  管路轴向偏差下密封性能仿真结果

#### 4.5.3 $d_0=8\text{mm}$ 管路密封性能分析

选取仿真中得到的最小拧紧力矩  $25.07\text{N}\cdot\text{m}$  即轴向预紧力为  $10.03\text{kN}$  对  $d_0=8\text{mm}$  管路的轴向偏差进行分析，轴向偏差仿真设置范围为  $-1.0\text{mm}\sim 1.0\text{mm}$ ，扩口管和管接头接触表面的接触应力随着轴向偏差的增大而逐渐减小，如图 4.22 所示。使用 APDL 命令流提取出扩口管接触表面的最小密封面宽和最小屈服变形带宽如图 4.23 所示。选取最小密封面宽为  $0.07\text{mm}$  对应的轴向偏差大小为轴向偏差装配阈值，当采用仿真得到的最小拧紧力矩  $25.07\text{N}\cdot\text{m}$  对  $d_0=8\text{mm}$  管路连接件进行装配时，在轴向偏差小于  $0.03\text{mm}$  时才能保证管路连接件的密封性能，对应的最小屈服变形带宽为  $0.51\text{mm}$ 。





(c) 轴向偏差为 0.2mm (d) 轴向偏差为 0.6mm  
图 4.22 不同轴向偏差下  $d_o=8\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

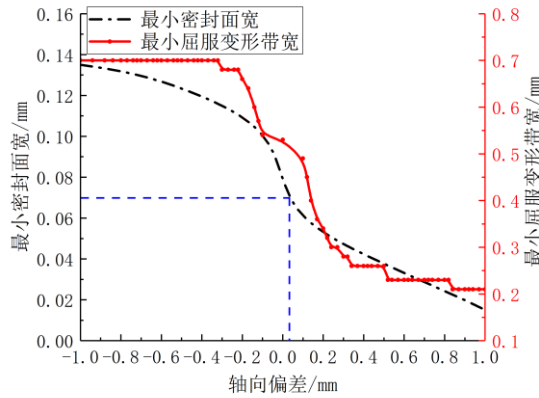


图 4.23  $d_o=8\text{mm}$  管路轴向偏差下密封性能仿真结果

#### 4.5.4 仿真小结

三种尺寸管路连接件通过仿真得出的在最小拧紧力矩下所对应的轴向偏差装配阈值及对应的最小屈服变形带宽如表 4.3 所示，轴向偏差对管路密封性能影响较大，在最小拧紧力矩下其装配阈值较小，可以近似认为轴向装配阈值等于 0。在实际装配过程中应首先避免正轴向偏差的产生。

表 4.3 最小拧紧力矩下轴向偏差装配阈值及对应的最小屈服变形带宽

管路连接件尺寸 $d_o/\text{mm}$	轴向偏差装配阈值 $x_k/\text{mm}$	最小屈服变形带宽仿真值 $L_s/\text{mm}$
4	0	0.48
6	0.05	0.48
8	0.03	0.51

#### 4.6 径向偏差对管路密封性能影响分析

径向偏差是指扩口管与管接头接触面之间产生的径向方向误差，如图 4.24 所示。根据 GJB3054-97 中的规定<sup>[89]</sup>“导管每 100mm 长不超过 0.3mm”。本节通过分析不同尺寸下径向偏

差对扩口式管路连接件的密封性的影响规律。

最大允许量：每100mm管长（从最近的支撑端算起）0.3mm

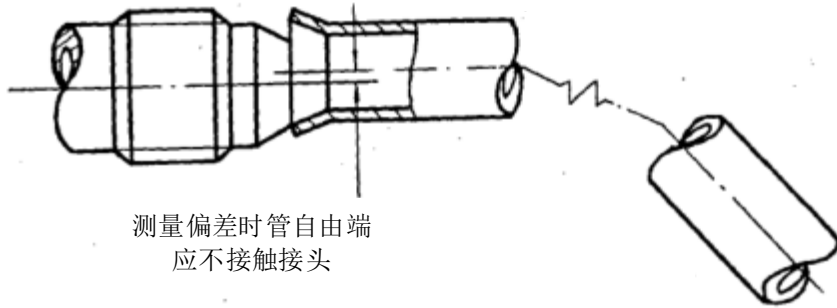


图 4.24 径向偏差示意图

#### 4. 6. 1 $d_0=4\text{mm}$ 管路密封性能分析

选取仿真中得到的最小拧紧力矩  $14.18\text{ N}\cdot\text{m}$  即轴向预紧力为  $7.7\text{kN}$  对  $d_0=4\text{mm}$  管路的径向偏差进行分析，管路连接件为轴对称结构，径向偏差没有正负之分，仿真设置范围为  $0\sim 2.4\text{mm}$ ，图 4.25 给出了不同径向偏差下扩口管与管接头接触表面应力分布情况，可以看出随着径向偏差的增大会使得应力逐渐分布不均匀，扩口管远离管接头的一侧应力较小，贴近管接头的一侧应力较大，从而导致产生有效密封区域的密封面宽沿周向分布大小不同。

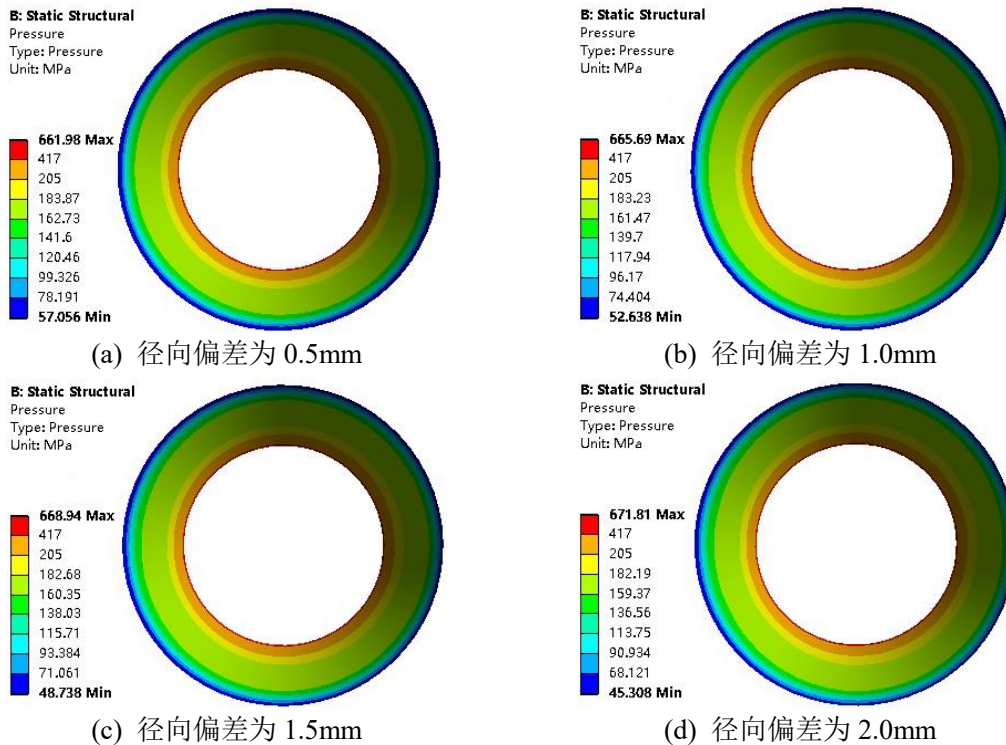


图 4.25 不同径向偏差下  $d_0=4\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

提取出扩口管接触表面的最小密封面宽和最小屈服变形带宽如图 4.26 所示。可以看出径向偏差对最小密封面宽和最小屈服变形带宽的影响较小，选取最小密封面宽为 0.07mm 对应的径向偏差大小为径向偏差装配阈值，当采用仿真得到的最小拧紧力矩 14.18 N·m 对  $d_0=4\text{mm}$  管路连接件进行装配时，在径向偏差小于 0.52mm 时才能保证管路连接件的密封性能，对应的最小屈服变形带宽为 0.46mm。

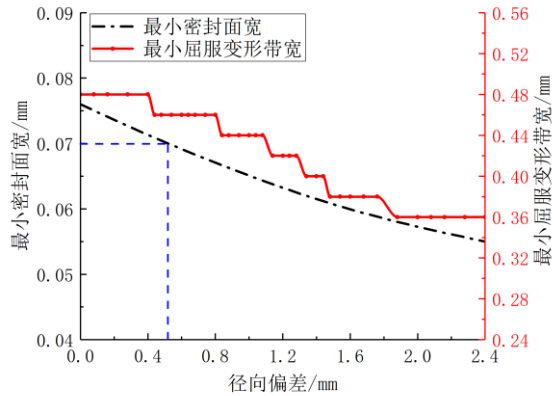
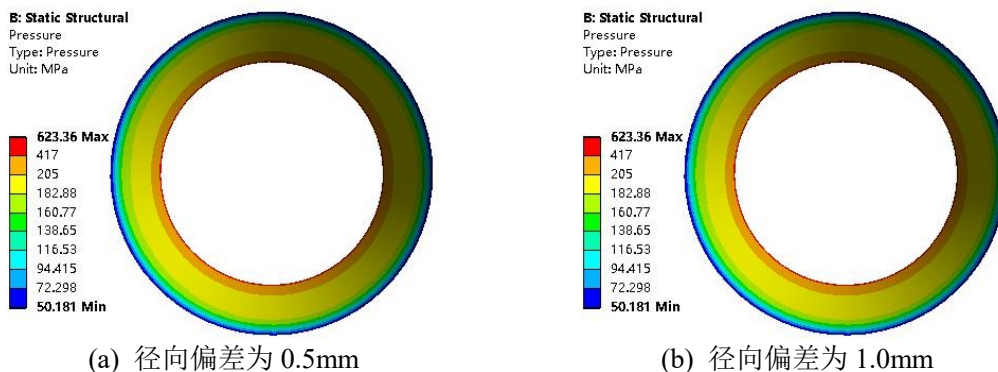


图 4.26  $d_0=4\text{mm}$  管路径向偏差下密封性能仿真结果

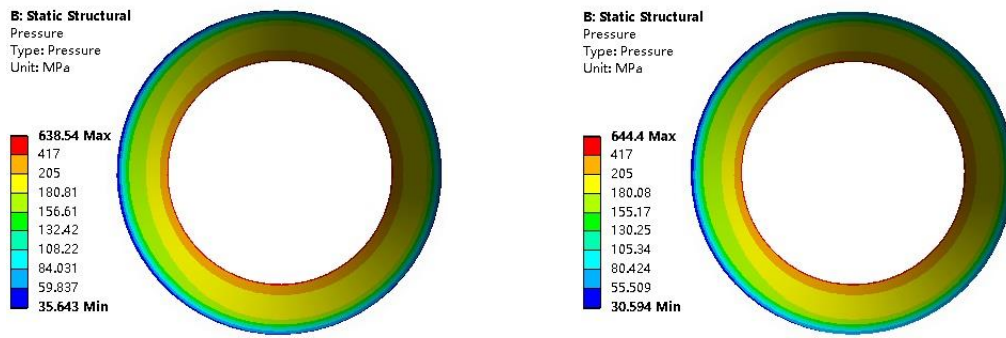
#### 4.6.2 $d_0=6\text{mm}$ 管路密封性能分析

选取仿真中得到的最小拧紧力矩 22.28 N·m 即轴向预紧力为 10.3kN 对  $d_0=6\text{mm}$  管路的径向偏差进行分析，径向偏差仿真设置范围为 0~2.4mm，图 4.27 给出了不同径向偏差下扩口管和管接头接触表面的接触应力云图。提取出扩口管接触表面的最小密封面宽和最小屈服变形带宽如图 4.28 所示。选取最小密封面宽为 0.07mm 对应的径向偏差大小为径向偏差装配阈值，当采用仿真得到的最小拧紧力矩 22.28N·m 对  $d_0=6\text{mm}$  管路连接件进行装配时，在径向偏差小于 0.55mm 时才能保证管路连接件的密封性能，对应的最小屈服变形带宽为 0.46mm。



(a) 径向偏差为 0.5mm

(b) 径向偏差为 1.0mm



(c) 径向偏差为 1.5mm (d) 径向偏差为 2.0mm

图 4.27 不同径向偏差下  $d_0=6\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

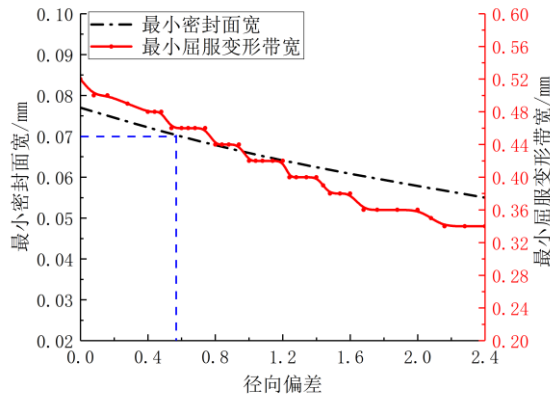
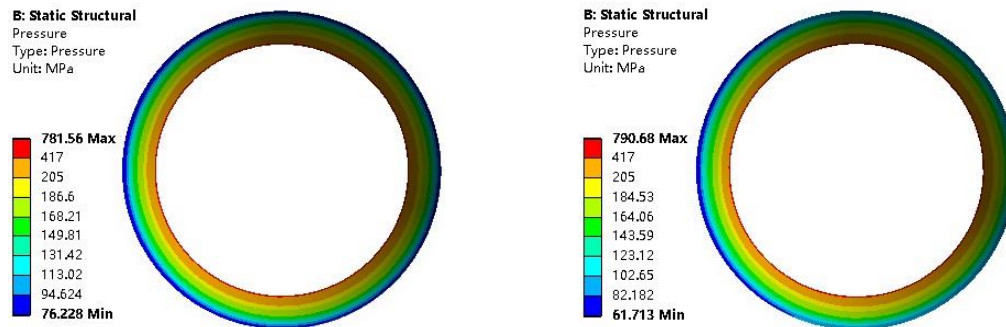


图 4.28  $d_0=6\text{mm}$  管路径向偏差下密封性能仿真结果

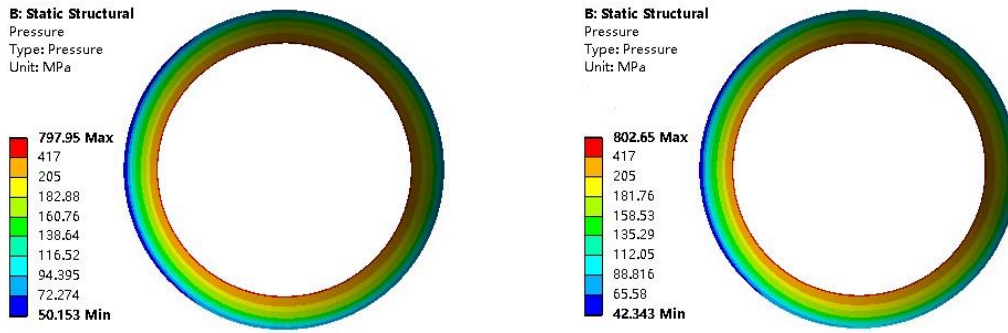
#### 4. 6. 3 $d_0=8\text{mm}$ 管路密封性能分析

选取仿真中得到的最小拧紧力矩  $25.07\text{N}\cdot\text{m}$  即轴向预紧力为  $10.03\text{kN}$  对  $d_0=8\text{mm}$  管路的径向偏差进行分析，径向偏差仿真设置范围为  $0\sim 2.4\text{mm}$ ，图 4.29 给出了不同径向偏差下扩口管和管接头接触表面的接触应力云图。提取出扩口管接触表面的最小密封面宽和最小屈服变形带宽如图 4.30 所示。选取最小密封面宽为  $0.07\text{mm}$  对应的轴向偏差大小为径向偏差装配阈值，当采用仿真得到的最小拧紧力矩  $25.07\text{N}\cdot\text{m}$  对  $d_0=8\text{mm}$  管路连接件进行装配时，在径向偏差小于  $0.40\text{mm}$  时才能保证管路连接件的密封性能，对应的最小屈服变形带宽为  $0.51\text{mm}$ 。



(a) 径向偏差为 0.5mm

(b) 径向偏差为 1.0mm



(c) 径向偏差为 1.5mm (d) 径向偏差为 2.0mm  
图 4.29 不同径向偏差下  $d_o=8\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

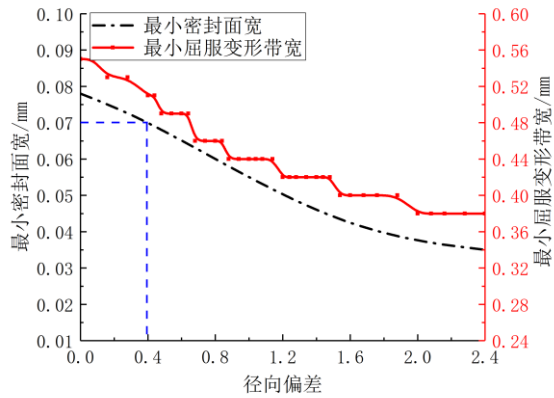


图 4.30  $d_o=8\text{mm}$  管路径向偏差下密封性能仿真结果

#### 4.6.4 仿真小结

三种尺寸管路连接件通过仿真得出的在最小拧紧力矩下所对应的径向偏差装配阈值及对应的最小屈服变形带宽如表 4.4 所示，径向偏差装配阈值较轴向偏差更大，约在 0.5mm 附近，由此可知使用最小拧紧力矩装配过程中可以允许径向偏差小于 0.5mm 的装配范围。



表 4.4 最小拧紧力矩下径向偏差装配阈值及对应的最小屈服变形带宽

管路连接件尺寸 $d_0/\text{mm}$	径向偏差装配阈值 $x_r/\text{mm}$	最小屈服变形带宽仿真值 $L_s/\text{mm}$
4	0.52	0.46
6	0.55	0.46
8	0.40	0.51

## 4.7 角向偏差对管路密封性能影响分析

角向偏差是指扩口管与管接头接触面轴线之间的角度误差,如图 4.24 所示。根据 GJB3054-97 中的规定<sup>[89]</sup>“允许的偏差不得超过  $2^\circ$ ”。本节通过分析不同尺寸下角向偏差对扩口式管路连接件的密封性的影响规律。

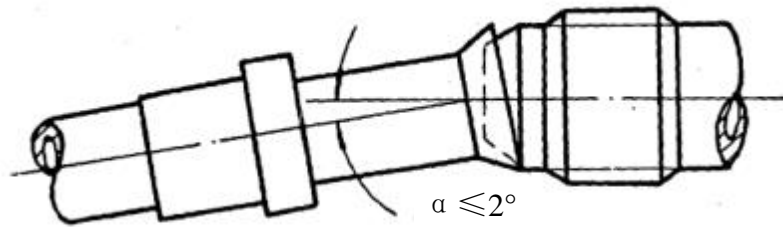


图 4.31 角向偏差示意图

### 4.7.1 $d_0=4\text{mm}$ 管路密封性能分析

选取仿真中得到的最小拧紧力矩  $14.18\text{ N}\cdot\text{m}$  即轴向预紧力为  $7.7\text{ kN}$  对  $d_0=4\text{mm}$  管路的角向偏差进行分析,管路连接件为轴对称结构,角向偏差没有正负之分,仿真设置范围为  $0\sim 5^\circ$ ,图 4.33 给出了不同角向偏差下扩口管与管接头接触表面应力分布情况,可以看出随着角向偏差的增大同样使得应力分布逐渐不均匀,扩口管远离管接头的一侧应力较小,贴近管接头的一侧应力较大,从而导致产生有效密封区域的密封面宽沿周向分布大小不同。

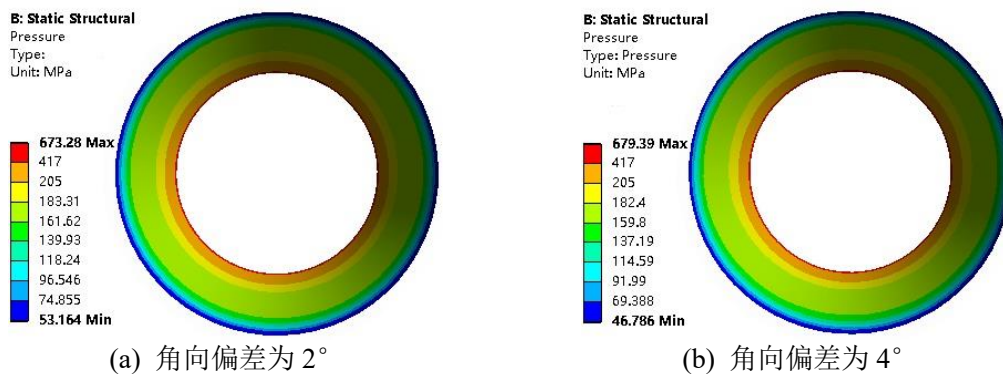


图 4.32 不同角向偏差下  $d_0=4\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

提取出扩口管接触表面的最小密封面宽和最小屈服变形带宽如图 4.26 所示。选取最小密封面宽为  $0.07\text{mm}$  对应的角向偏差大小为角向偏差装配阈值,当采用仿真得到的最小拧紧力矩

14.18 N·m 对  $d_0=4\text{mm}$  管路连接件进行装配时，在角向偏差小于  $0.55^\circ$  时才能保证管路连接件的密封性能，对应的最小屈服变形带宽为  $0.47\text{mm}$ 。

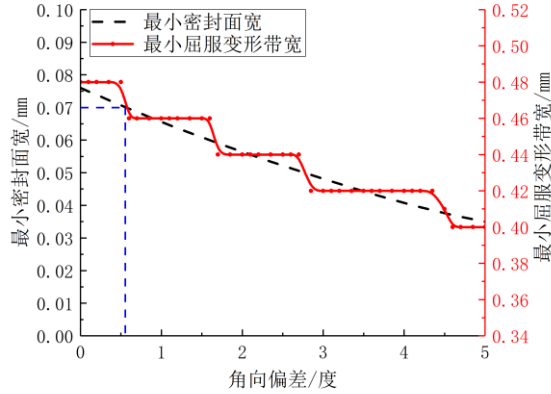


图 4.33  $d_0=4\text{mm}$  管路角向偏差下密封性能仿真结果

#### 4.7.2 $d_0=6\text{mm}$ 管路密封性能分析

选取仿真中得到的最小拧紧力矩  $22.28\text{N}\cdot\text{m}$  即轴向预紧力为  $10.3\text{kN}$  对  $d_0=6\text{mm}$  管路的角向偏差进行分析，角向偏差仿真设置范围为  $0\sim 5^\circ$ ，图 4.34 给出了不同角向偏差下扩口管和管接头接触表面的接触应力云图。提取出扩口管接触表面的最小密封面宽和最小屈服变形带宽如图 4.35 所示。选取最小密封面宽为  $0.07\text{mm}$  对应的角向偏差大小为角向偏差装配阈值，当采用仿真得到的最小拧紧力矩  $22.28\text{N}\cdot\text{m}$  对  $d_0=6\text{mm}$  管路连接件进行装配时，在角向偏差小于  $0.52^\circ$  时才能保证管路连接件的密封性能，对应的最小屈服变形带宽为  $0.51\text{mm}$ 。

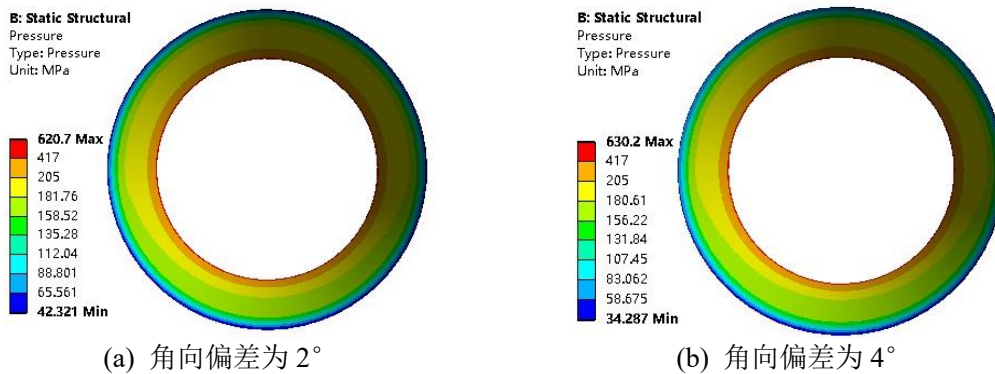


图 4.34 不同角向偏差下  $d_0=6\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图



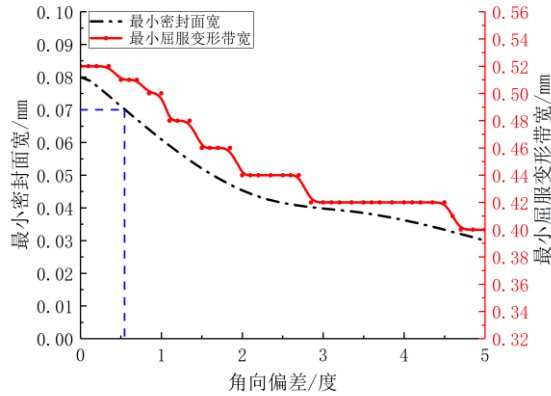


图 4.35  $d_0=6\text{mm}$  管路角向偏差下密封性能仿真结果

#### 4.7.3 $d_0=8\text{mm}$ 管路密封性能分析

选取仿真中得到的最小拧紧力矩  $25.07\text{N}\cdot\text{m}$  即轴向预紧力为  $10.03\text{kN}$  对  $d_0=8\text{mm}$  管路的角向偏差进行分析，角向偏差仿真设置范围为  $0\sim 5^\circ$ ，图 4.36 给出了不同角向偏差下扩口管和管接头接触表面的接触应力云图。提取出扩口管接触表面的最小密封面宽和最小屈服变形带宽如图 4.37 所示。选取最小密封面宽为  $0.07\text{mm}$  对应的轴向偏差大小为角向偏差装配阈值，当采用仿真得到的最小拧紧力矩  $25.07\text{N}\cdot\text{m}$  对  $d_0=8\text{mm}$  管路连接件进行装配时，在角向偏差小于  $0.48^\circ$  时才能保证管路连接件的密封性能，对应的最小屈服变形带宽为  $0.53\text{mm}$ 。

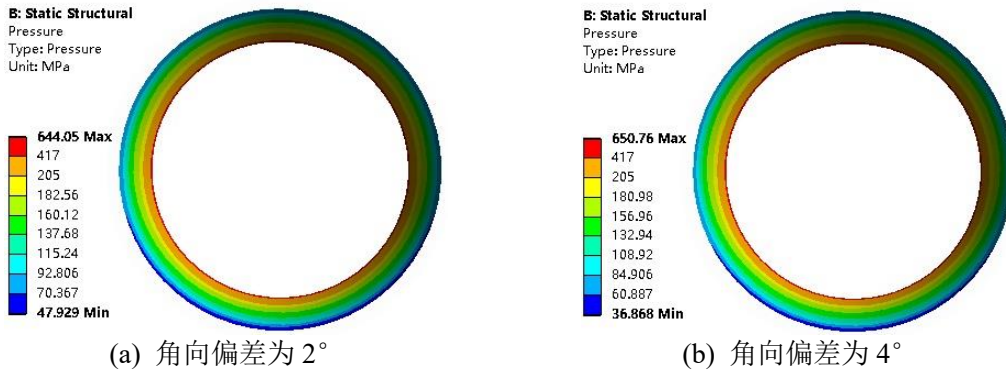


图 4.36 不同角向偏差下  $d_0=8\text{mm}$  扩口管与管接头接触表面应力云图

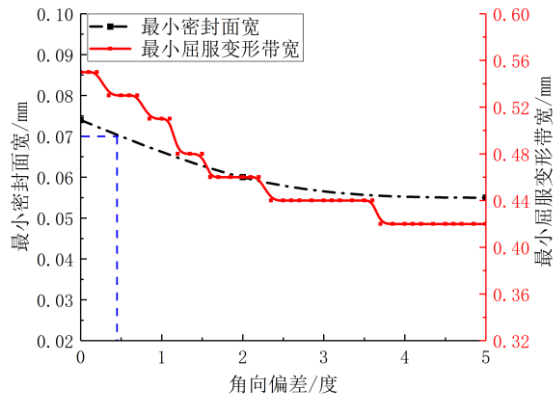


图 4.37  $d_0=8\text{mm}$  管路角向偏差下密封性能仿真结果

#### 4.7.4 仿真小结

三种尺寸管路连接件在最小拧紧力矩下所对应的角向偏差装配阈值及对应的最小屈服变形带宽如表 4.5 所示，可以看出三种管径的管路连接件角向装配阈值都在  $0.5^\circ$  左右。

表 4.5 最小拧紧力矩下角向偏差装配阈值及对应的最小屈服变形带宽

管路连接件尺寸 $d_0/\text{mm}$	角向偏差装配阈值 $x_s/^\circ$	最小屈服变形带宽仿真值 $L_s/\text{mm}$
4	0.55	0.47
6	0.52	0.51
8	0.48	0.53

#### 4.8 本章小结

本章首先介绍了现有的金属密封准则，并且根据第三章的研究结论，得到评判扩口式管路连接件达到密封性能的评价指标。建立第 1 尺寸系列  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  扩口式管路连接件有限元模型，根据密封评价标准分别仿真分析了拧紧力矩和装配偏差对密封性能的影响，得到结论如下：

(1) 通过对三种管径的管路连接件进行有限元仿真，结合密封评价指标，达到密封时所需的最小拧紧力矩分别为  $14.18\text{N}\cdot\text{m}$ 、 $22.28\text{N}\cdot\text{m}$ 、 $25.07\text{N}\cdot\text{m}$ 。随着管径的增大，密封时所需的最小拧紧力矩也逐渐增大，并且对应产生的接触部位屈服变形带宽大小均在  $0.5\text{mm}$  附近。

(2) 取仿真得到的最小拧紧力矩值大小对相应的管路连接件进行带装配偏差下的密封性有限元仿真，可以保证  $0\text{mm}$  以内轴向偏差的管路连接件密封性能， $0.5\text{mm}$  以内的径向偏差的管路连接件密封性能，以及  $0.5^\circ$  以内的角向偏差管路连接件密封性能。轴向偏差对管路密封性能影响最大，角向偏差次之，径向偏差的影响最小，并且在实际装配过程中应首先避免正的轴向偏差产生。

## 第五章 管路连接件密封性能综合试验研究

### 5.1 引言

扩口式管路连接件在实际装配过程中拧紧力矩以及装配偏差控制范围大多都是参考相应的航标<sup>[75][89]</sup>，缺乏系统性的试验验证。基于此，设计了管路密封性能综合试验，一方面，探究不同管径下管路连接件达到密封时所需要的最小拧紧力矩，以及不同装配偏差下的最小拧紧力矩大小的测定；另一方面，针对最小拧紧力矩下扩口管扩口处产生屈服变形区域进行了扫描测量，对比挤压前后扩口管表面，从而得到产生屈服变形的宽度。本章首先介绍了管路连接件密封试验所需要用到的设备仪器，接着设计了最小拧紧力矩测定试验方案以及装配偏差下的密封性能试验方案，分析拧紧力矩及装配偏差对管路密封性的影响，并根据试验方案进行了相应试验，得到密封性试验结果；最后对扩口管扩口处挤压前后的形貌进行扫描，得到管路连接件达到密封时所对应的屈服变形带宽。将试验结果与前文通过有限元分析得到的结果进行对比分析，验证仿真结果的准确性，同时为实际工程应用中提供重要参考价值。

### 5.2 管路连接件密封性能试验

#### 5.2.1 试验件及试验设备

试验件为第 1 尺寸系列  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  扩口式飞机管路连接件，如图 5.1 所示。并且采用管道装配偏差模拟试验台对管路连接件的装配偏差进行模拟，试验台主要用于固定管道以及通过调节装配偏差工装丝杆来控制轴向和径向装配偏差，通过更换底座来调节角向偏差。轴向偏差工装丝杆螺纹规格为  $M18\times 1.5$ ，径向偏差工装丝杆螺纹规格为  $M20\times 2$ ，即转动轴向偏差工装丝杆一圈，轴向偏差增加/减少  $1.5\text{mm}$ ；转动径向偏差工装丝杆一圈，径向偏差增加/减少  $2\text{mm}$ 。角向偏差则采用更换支承底座进行控制，受到加工精度的影响，分别设计了  $2^\circ$  和  $4^\circ$  的角向偏差支承底座，通过更换底座从而实现对角向偏差的调节。装配偏差模拟试验台如图 5.2 所示。

其它使用到的试验设备还有手动液压泵、止逆阀、电子力矩扳手、快拆接头软管、三通接头、堵头、 $14\text{mm}\times 2.4\text{mm}$  O 形密封胶圈、15 号航空液压油、上海佳敏仪表有限公司 JM-131 型压力传感器、 $0\sim 30\text{V}$  可调直流稳压电源、扬州晶明测试技术有限公司四通道信号数据采集器 JM5936L 以及自主开发的数据采集软件 RFIDS，如图 5.3 所示。其中手动液压泵加压范围和 JM-131 型压力传感器压力测定范围在  $0\sim 60\text{MPa}$ ，快拆接头软管工作压力范围在  $0\sim 56\text{MPa}$ ，止逆阀工作压力范围在  $0\sim 50\text{MPa}$ ，均能满足密封性试验  $42\text{MPa}$  的压力要求。

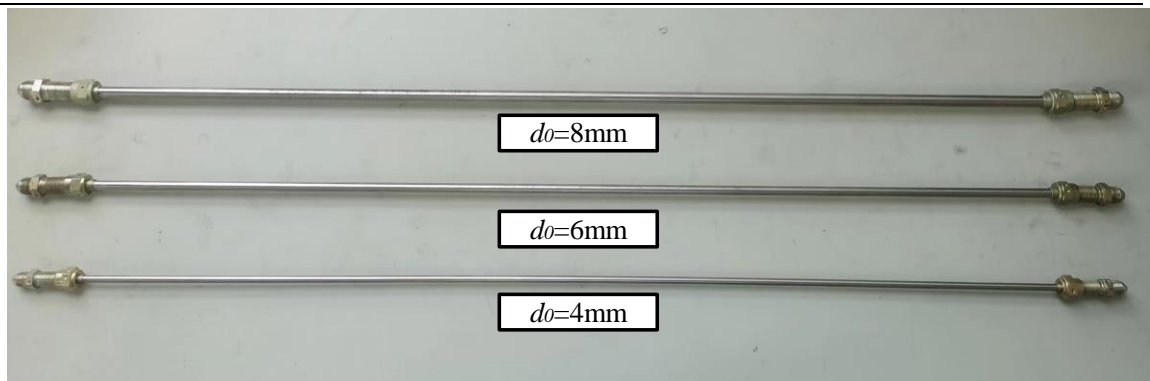
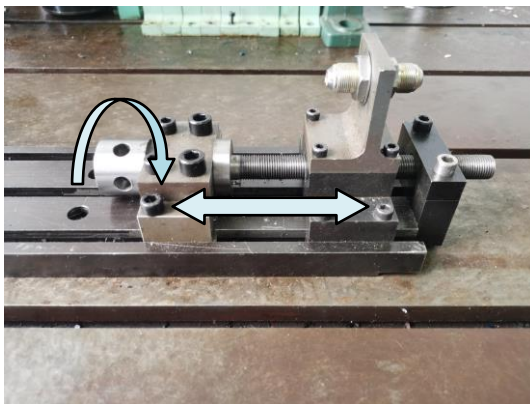


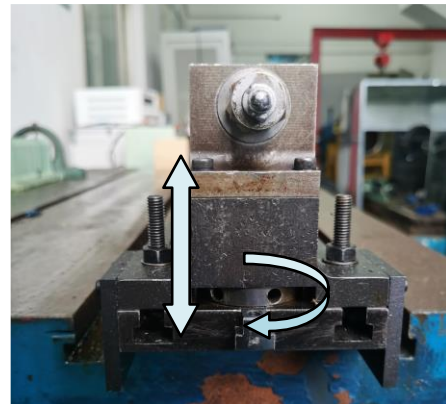
图 5.1 扩口式飞机管路连接件



(a) 装配偏差模拟试验台



(b) 轴向偏差调节机构



(c) 径向偏差调节机构



(d) 角向偏差调节支座

图 5.2 管道装配偏差模拟试验台及其偏差调节机构



(a) 手动液压泵



(b) 止逆阀



(c) 电子力矩扳手



(d) 快拆接头软管



(e) 三通接头



(f) 堵头



(g) O形密封胶圈



(h) 15号航空液压油

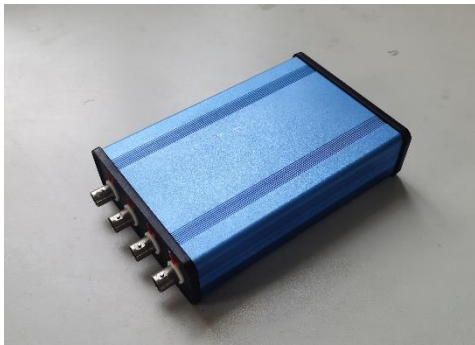




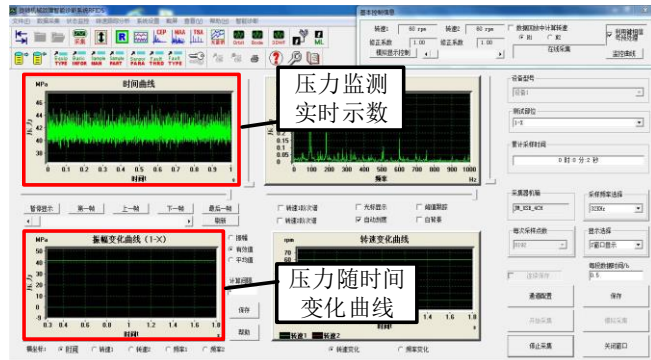
(i) JM-131 型压力传感器



(j) 可调直流稳压电源



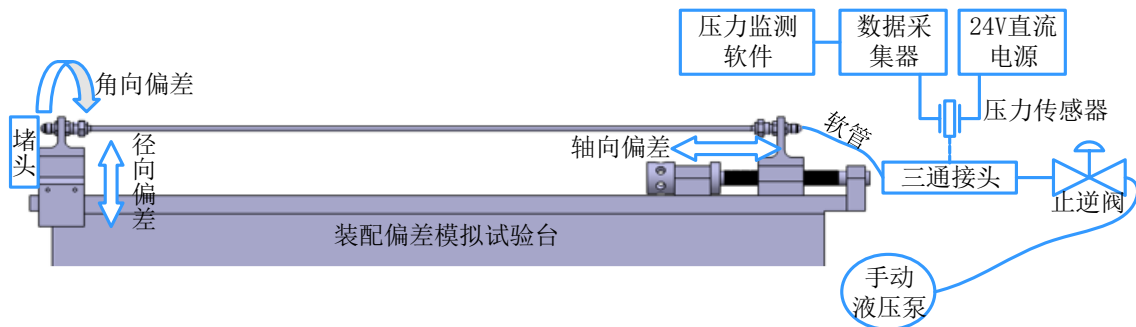
(k) JM5936L 信号数据采集器



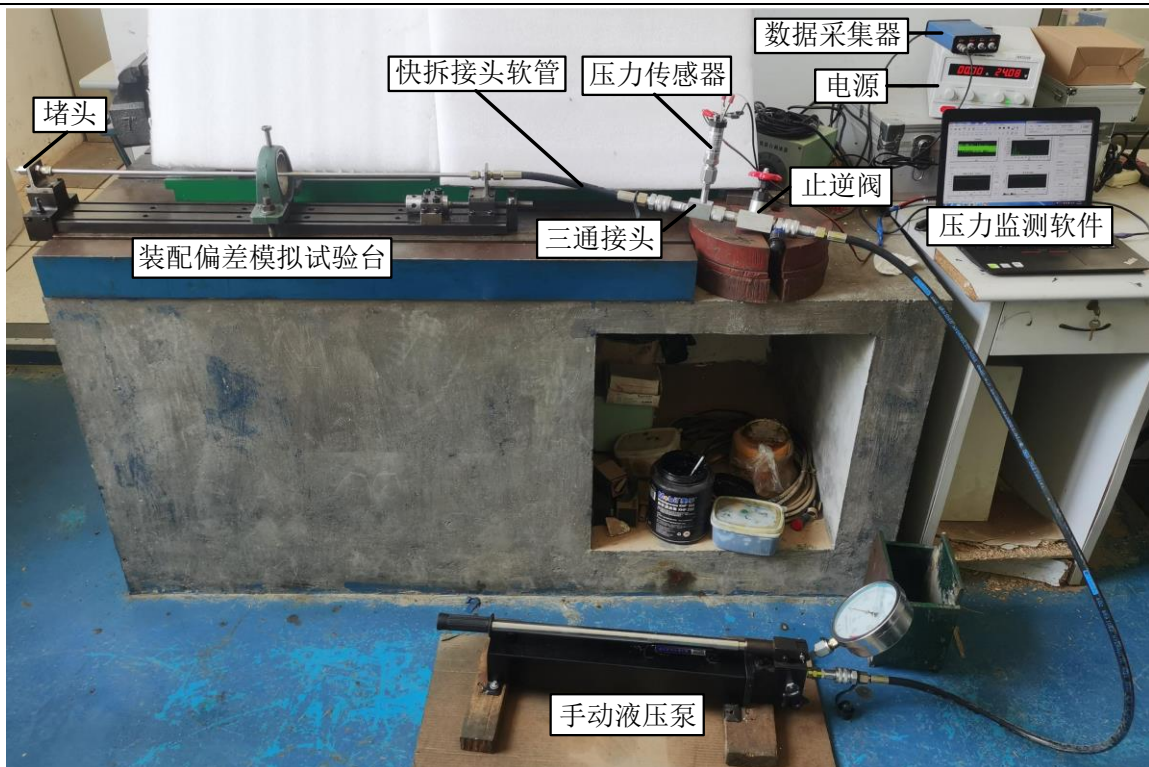
(l) 压力监测软件界面

图 5.3 试验设备

试验装置连接方式如下：管路连接件首先固定至装配偏差模拟试验台上，其中管接头一侧通过堵头拧紧密封，而另一侧则与快拆接头软管相连，软管另一侧与三通接头连接，三通接头另一侧与止逆阀连接，止逆阀另一侧与手动液压泵通过橡胶软管相连，压力传感器通过与三通接头上侧拧紧连接，并使用密封胶圈保证连接部位良好的密封效果。其中，压力传感器共有三个接线端，分别是正极、负极和信号端，其中正负极分别与直流电源正负极连接，工作电压为 24V，同时传感器负极和信号端与数据采集器相连，并且数据采集器与计算机相连使用压力监测软件对管道内部压力进行实时监测和数据采集。试验装置连接如图 5.4 所示。



(a) 试验装置示意图



(b) 试验现场图

图 5.4 试验装置连接

### 5.2.2 密封性能试验

试验方法参考 HB6999-2002 相关规定<sup>[90]</sup>，并在此基础上加以改进，分别为最小拧紧力矩测定试验、轴向偏差下密封性能试验、径向偏差下密封性能试验和角向偏差下密封性能试验。

#### (1) 无装配偏差下的最小拧紧力矩测定试验

无装配偏差下的最小拧紧力矩的测定方法如下：取一根管路连接件，以  $5\text{N}\cdot\text{m}$  为下限，HB4-1-2020 中规定的最小拧紧力矩值为上限，取上下限的中值为试验初始拧紧力矩值。进行 10 分钟 42MPa 压力试验，试验后全部拆解，将扩口管相对于接头转过一不为零的角度，按相同拧紧力矩值重新拧紧，如此重复拧紧 8 次，再进行 10 分钟 42MPa 压力试验。如两次试验均无渗漏，压力监测软件示数无明显变化，则该拧紧参数作为下次试验的上限，否则作为下限。重复上述操作步骤直到上下限差值小于  $2\text{N}\cdot\text{m}$  后，此时若仍存在泄漏，则将  $1\text{N}\cdot\text{m}$  作为步长继续试验，直至管路连接不发生泄漏，并且压力监测软件示数无明显变化，则认为管路连接件达到密封。此时施加的拧紧力矩大小为管路连接件达到密封时所需要最小拧紧力矩。最小拧紧力矩测定试验过程流程图如图 5.5 所示。

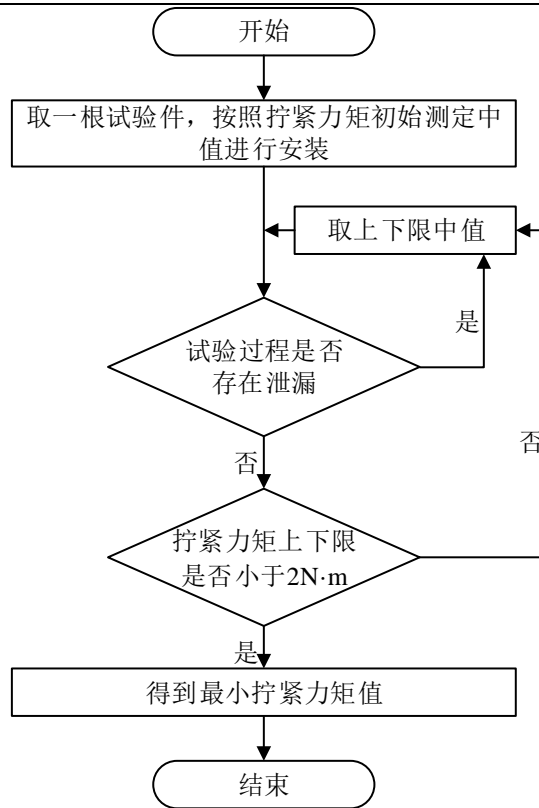


图 5.5 最小拧紧力矩测定试验流程图

(2) 最小拧紧力矩下装配偏差对密封性能的影响试验

1) 轴向偏差下密封性能试验

通过调节轴向偏差工装丝杆来设置轴向偏差，轴向偏差范围按每 100mm 管长从 -0.4mm~0.4mm 设置，管路连接件中扩口管管长 800mm，等比例换算为 -3.2mm~3.2mm 轴向偏差，步长为 0.8mm。在每一轴向偏差下按照最小拧紧力矩的测定试验中得到的最小拧紧参数作为初始值，拧紧力矩增加步长为 1N·m，进行 10 分钟 42MPa 压力试验，拆解按相同拧紧力矩值后重新拧紧 8 次，直至压力监测软件示数无明显变化，管路连接件达到密封。

2) 径向偏差下密封性能试验

通过调节径向偏差工装丝杆来设置径向偏差，径向偏差范围按每 100mm 管长从 0~1.0mm 设置，等比例换算为 800mm 管道下 0~8.0mm 径向偏差，步长同样为 0.8mm。在每一径向偏差下按照最小拧紧力矩的测定试验中得到的最小拧紧参数作为初始值，拧紧力矩增加步长为 1N·m，进行 10 分钟 42MPa 压力试验，拆解按相同拧紧力矩值后重新拧紧 8 次，直至压力监测软件示数无明显变化，管路连接件达到密封。

3) 角向偏差下密封性能试验

通过更换角向偏差底座来设置角向偏差，角向偏差范围从 0~4° 设置，步长为 2°。在每一角向偏差下按照最小拧紧力矩的测定试验中得到的最小拧紧参数作为初始值，拧紧力矩增加步



长为  $1\text{N}\cdot\text{m}$ ，进行 10 分钟  $42\text{MPa}$  压力试验，拆解按相同拧紧力矩值后重新拧紧 8 次，直至压力监测软件示数无明显变化，管路连接件达到密封。

装配偏差下的密封性能试验流程图如图 5.6 所示。

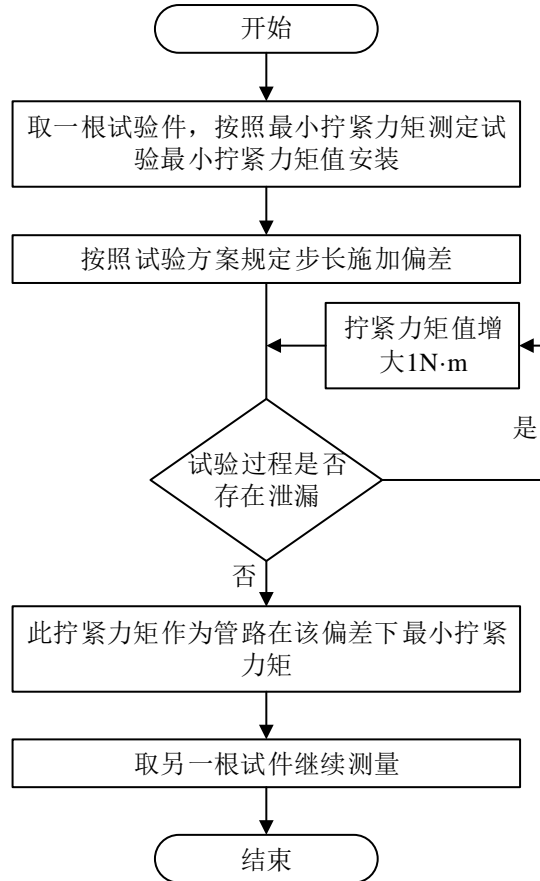


图 5.6 装配偏差下的密封性能试验流程图

### 5.2.3 试验结果分析

#### (1) 无装配偏差下的最小拧紧力矩测定试验结果分析

对  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  的管路连接件每种管径进行 15 次最小拧紧力矩测定试验，每种管径的试验件按 1~15 号进行标记，通过将压力传感器采集到的数据得到不同拧紧力矩下扩口导管内部压力随时间的变化曲线，以每种管径试验件的其中一组数据为例，其压力变化曲线如图 5.7 所示。并且将所有试验测试结果列出如表 5.1 至表 5.3 所示。

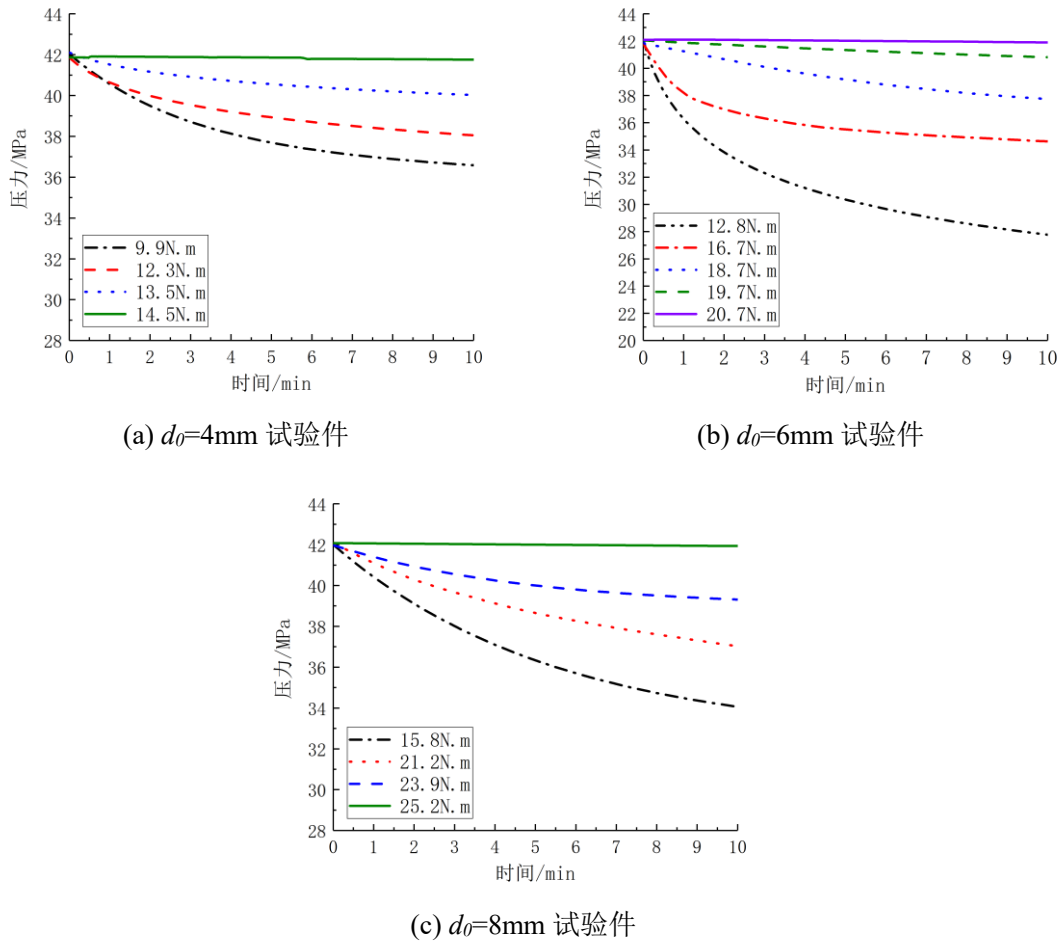


图 5.7 扩口导管内部压力随时间的变化曲线

表 5.1  $d_0=4\text{mm}$  管路连接件最小拧紧力矩测定结果

试验件标号	1	2	3	4	5
最小拧紧力矩 $T / \text{N}\cdot\text{m}$	14.5	14.5	14.5	14.5	12.3
试验件标号	6	7	8	9	10
最小拧紧力矩 $T / \text{N}\cdot\text{m}$	14.5	13.5	14.5	13.5	14.5
试验件标号	11	12	13	14	15
最小拧紧力矩 $T / \text{N}\cdot\text{m}$	14.5	14.5	14.5	13.5	14.5

表 5.2  $d_0=6\text{mm}$  管路连接件最小拧紧力矩测定结果

试验件标号	1	2	3	4	5
最小拧紧力矩 $T / \text{N}\cdot\text{m}$	20.7	20.7	19.7	20.7	20.7
试验件标号	6	7	8	9	10
最小拧紧力矩 $T / \text{N}\cdot\text{m}$	20.7	18.7	19.7	20.7	20.7
试验件标号	11	12	13	14	15
最小拧紧力矩 $T / \text{N}\cdot\text{m}$	16.8	20.7	18.7	20.7	19.7

表 5.3  $d_0=8\text{mm}$  管路连接件最小拧紧力矩测定结果

试验件标号	1	2	3	4	5
最小拧紧力矩 $T/\text{N}\cdot\text{m}$	25.2	23.9	23.9	25.2	25.2
试验件标号	6	7	8	9	10
最小拧紧力矩 $T/\text{N}\cdot\text{m}$	25.2	25.2	23.9	23.9	23.9
试验件标号	11	12	13	14	15
最小拧紧力矩 $T/\text{N}\cdot\text{m}$	25.2	25.2	25.2	23.9	23.9

根据图 5.7 和表 5.1 至表 5.3 可以得知,随着拧紧力矩的增大,管路内部压力下降得越缓慢,增大到一定值时压力示数基本不变。同一种管路连接件中最小拧紧力矩值并不完全相同,主要是与扩口管和管接头接触表面加工质量有关,并且每根管路连接件进行试验过程中拆装多次,存在表面压痕摩擦磨损等痕迹,使得所需最小拧紧力矩不同。取其中的最大值作为管路连接件装配过程中所需要的最小拧紧力矩,则  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  对应的最小拧紧力矩值大小分别为  $14.5\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $20.7\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $25.2\text{ N}\cdot\text{m}$ ,与航标规定值<sup>[75]</sup>以及 4.4 节中有限元分析得到的结果进行对比如表 5.4 所示。通过表 5.4 中对比可以看出,航标规定值和仿真值与试验得到的结果相差较小,仿真值与试验值的相对误差分别为 2.2%、7.6%、0.5%,与航标规定值相对误差分别为 3.5%、8.2%、5.4%,验证了仿真结果的准确性和有效性。

表 5.4 最小拧紧力矩试验值、航标规定值、仿真值三者对比

管路连接件尺寸 $d_0/\text{mm}$	试验值 $T_e/\text{N}\cdot\text{m}$	航标规定值 $T_a/\text{N}\cdot\text{m}$	仿真值 $T_s/\text{N}\cdot\text{m}$
4	14.50	14.70	14.18
6	20.70	20.60	22.28
8	25.20	26.50	25.07

## (2) 最小拧紧力矩下装配偏差对密封性能的影响试验

### 1) 轴向偏差下密封性能试验结果分析

轴向偏差密封性能试验选取最小拧紧力矩测定试验中 1~5 号三种管路连接件继续试验,将试验偏差值等比例转换成  $100\text{mm}$  下的轴向偏差,得到不同轴向偏差与最小拧紧力矩之间的关系如图 5.8 所示。

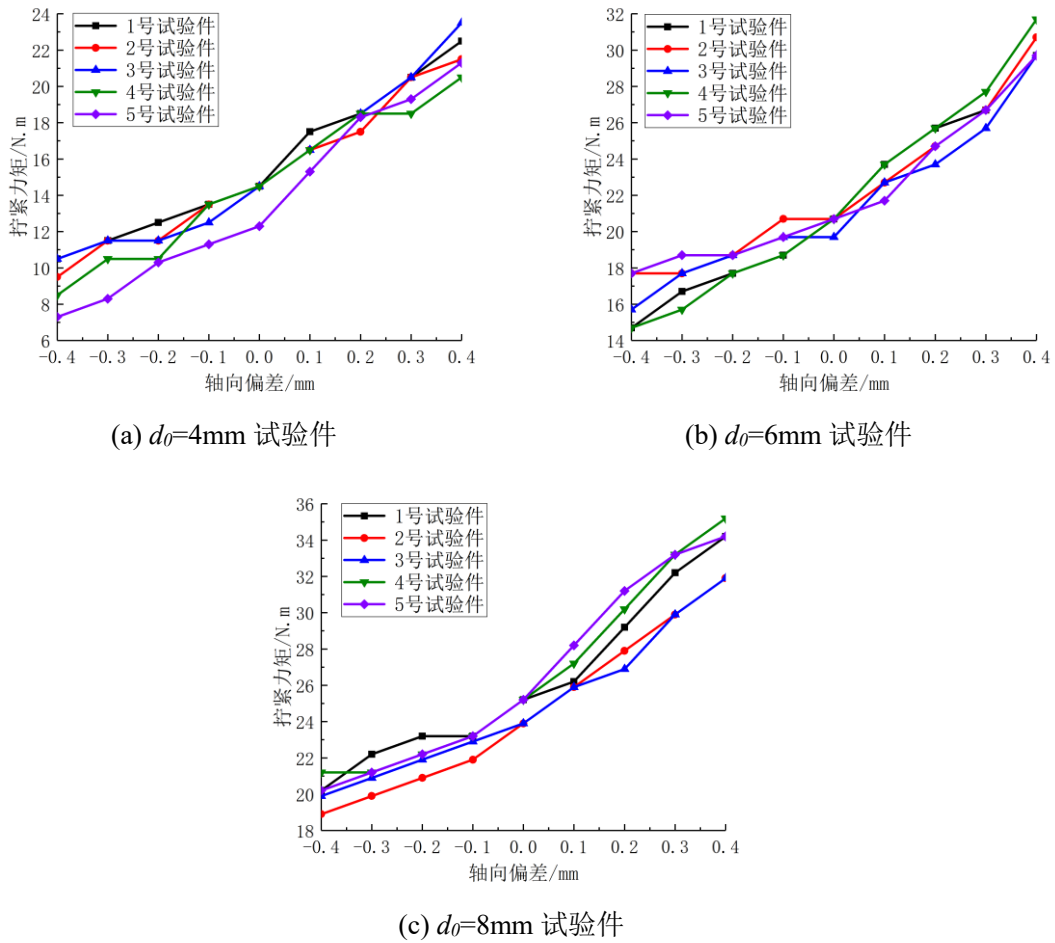


图 5.8 轴向偏差与最小拧紧力矩之间的关系

通过分析可以得出在 GJB3054-97<sup>[89]</sup>规定的范围内,三种管径的试验件的最小拧紧力矩在每 100mm 管长下负轴向偏差-0.3mm~0 和正轴向偏差 0~0.3mm 以及对应的每 0.1mm 轴向偏差变化的变化平均值如表 5.5 所示。在负轴向偏差下,当负值越大,达到密封时所需要的最小拧紧力矩也越小,在负轴向偏差下则相反。正轴向偏差下的平均增长幅值比负轴向偏差下的增幅更大,并且在正轴向偏差下,最小拧紧力矩的平均增幅随着管路连接件尺寸的增大而变大,这是由于管径越大,相同拧紧力矩下转化为轴向预紧力的值越小,故达到密封时大管径的管路连接件所需的拧紧力矩值更大,在管路连接件安装过程中应避免正轴向装配偏差。

表 5.5 最小拧紧力矩随轴向偏差变化平均值

管路连接件 尺寸 $d_0/\text{mm}$	负轴向偏差拧紧力矩变化 $T/\text{N}\cdot\text{m}$		正轴向偏差拧紧力矩变化 $T/\text{N}\cdot\text{m}$	
	从-0.3mm 增加到 0	每增加 0.1mm	从 0 增加到 0.3mm	每增加 0.1mm
4	3.40	1.13	5.80	1.93
6	3.20	1.07	6.20	2.07
8	3.60	1.20	7.00	2.33

2) 径向偏差下密封性能试验结果分析

径向偏差密封性能试验选取最小拧紧力矩测定试验中 6~10 号三种管路连接件继续试验，将试验偏差值等比例转换成 100mm 下的径向偏差，得到不同径向偏差与最小拧紧力矩之间的关系如图 5.9 所示。

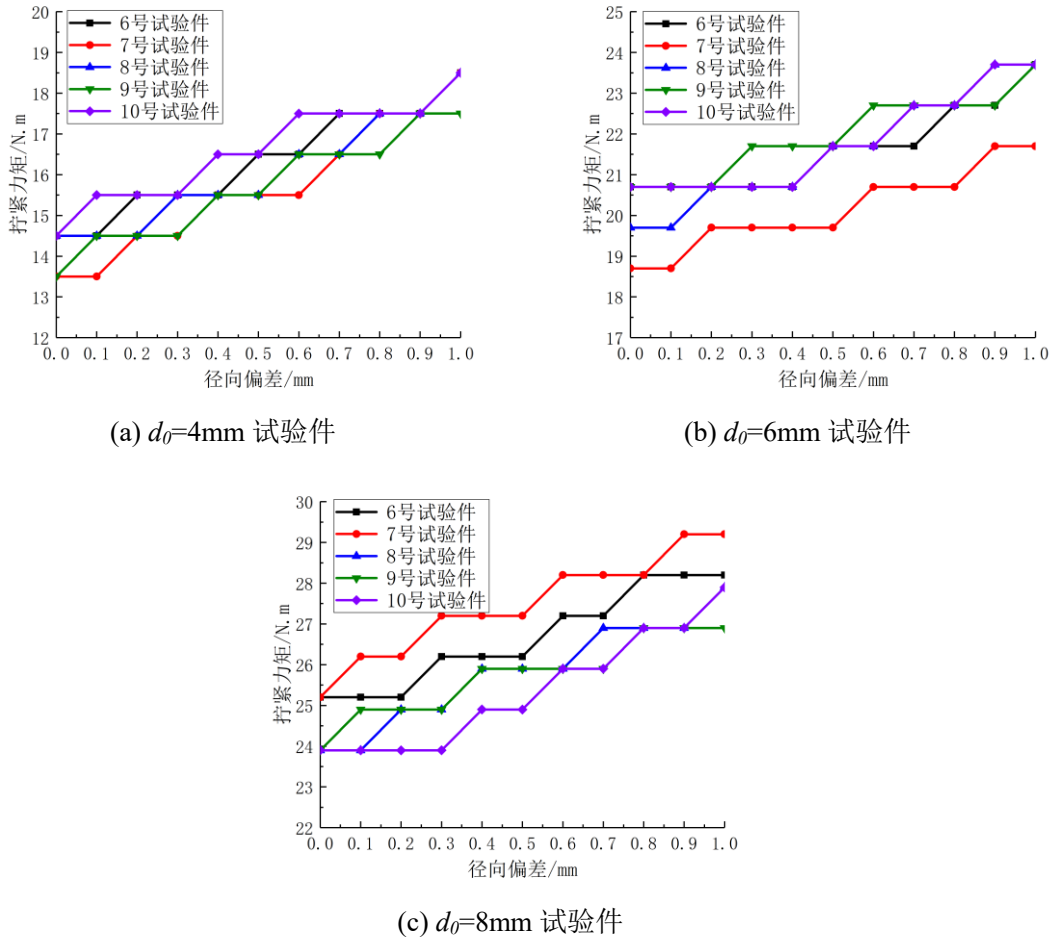


图 5.9 径向偏差与最小拧紧力矩之间的关系

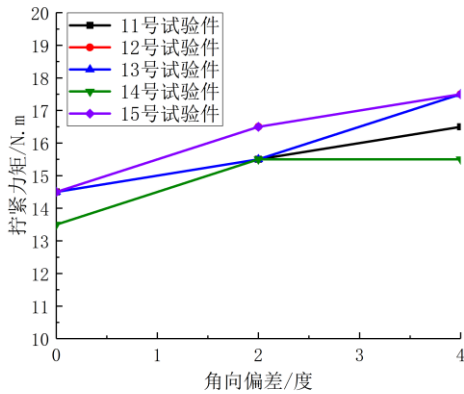
在 GJB3054-97<sup>[89]</sup>规定的范围内，三种管径的试验件的最小拧紧力矩在径向偏差每 100mm 管长下从 0 增加到 0.3mm 以及对应的每 0.1mm 径向偏差下的变化平均值如表 5.6 所示。可以看出三种管径的管路连接件每 100mm 管长平均每增加 0.1mm 径向偏差最小拧紧力矩增幅均在 0.5N·m 以下，从 0 增加到 0.3mm 增幅最大也仅有 1N·m。这是由于随着径向偏差的增大，管体本身产生弯曲形变的程度更大，对管接头与扩口管接触部位产生的形变影响较小。

表 5.6 最小拧紧力矩随径向偏差变化平均值

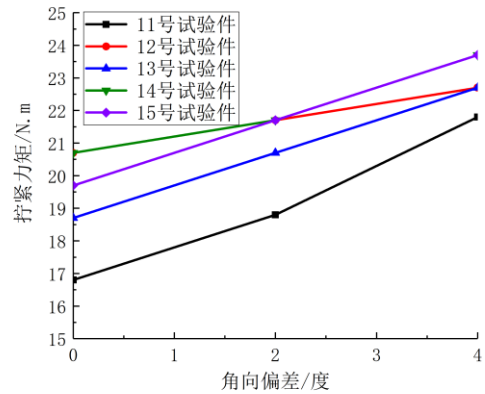
管路连接件尺寸 $d_0/\text{mm}$	径向偏差拧紧力矩变化 $T/\text{N}\cdot\text{m}$	
	从 0 增加到 0.3mm	每增加 0.1mm
4	1.00	0.33
6	0.60	0.20
8	1.00	0.33

### 3) 角向偏差下密封性能试验结果分析

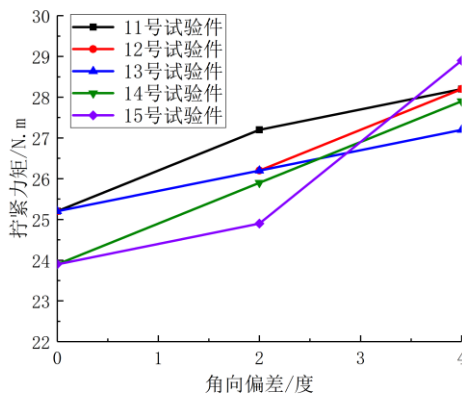
角向偏差密封性能试验选取最小拧紧力矩测定试验中 11~15 号三种管路连接件继续试验, 得到不同径向偏差与最小拧紧力矩之间的关系如图 5.10 所示。



(a)  $d_0=4\text{mm}$  试验件



(b)  $d_0=6\text{mm}$  试验件



(c)  $d_0=8\text{mm}$  试验件

图 5.10 角向偏差与最小拧紧力矩之间的关系

在 GJB3054-97<sup>[89]</sup>规定的范围内, 三种管径的试验件的最小拧紧力矩在角向偏差从 0 增加到 2° 以及每增加 1° 的变化平均值如表 5.7 所示。可以看出三种管径的管路连接件平均每增加 1° 角向偏差最小拧紧力矩增幅均在 0.8N·m 左右, 从 0 增加到 2° 增幅最大为 1.60N·m, 角向偏差的存在使得密封闭环会出现宽度不一的现象, 宽度最窄处首先会发生泄漏, 从而导致密封

失效。

表 5.7 最小拧紧力矩随角向偏差变化平均值

管路连接件尺寸 $d_0/\text{mm}$	角向偏差拧紧力矩变化 $T/\text{N}\cdot\text{m}$	
	从 0 增加到 $2^\circ$	每增加 $1^\circ$
4	1.60	0.80
6	1.60	0.80
8	1.40	0.70

通过对三种管径的管路连接件进行密封性能综合试验，根据试验数据结果可以得知：当扩口管的管径越大时，管路连接件密封时所需要最小拧紧力矩越大，并且仿真分析与试验结果相吻合；三种装配偏差中轴向偏差对管路的密封性能影响最大，并且正轴向偏差相较于负轴向偏差的影响效果更加显著，同时也验证了仿真分析中轴向偏差对密封性能影响最大的结论，在实际装配过程中应首先尽可能避免正轴向偏差的出现。

## 5.3 密封面区域压痕带宽测定试验

### 5.3.1 试验件及试验设备

为了得到在最小拧紧力矩作用下扩口管与管接头接触部位在挤压前后产生的屈服变形宽度，验证仿真结果的有效性，对  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  测得最小拧紧力矩的管路连接件的扩口部位采用 MarSurf 光学 3D 显微镜进行扫描，为了使得扫描结果更为准确，选取显微镜镜头物镜放大倍数为 20 倍，垂直分辨率为  $10\text{nm}$ ，测量点间距为  $0.67\mu\text{m}$ 。扩口处角度为  $74^\circ$ ，超过显微镜镜头的最大计算角度，将扩口处进行线切割处理后再扫描。切割后的试件及显微镜示意图如图 5.11 所示。

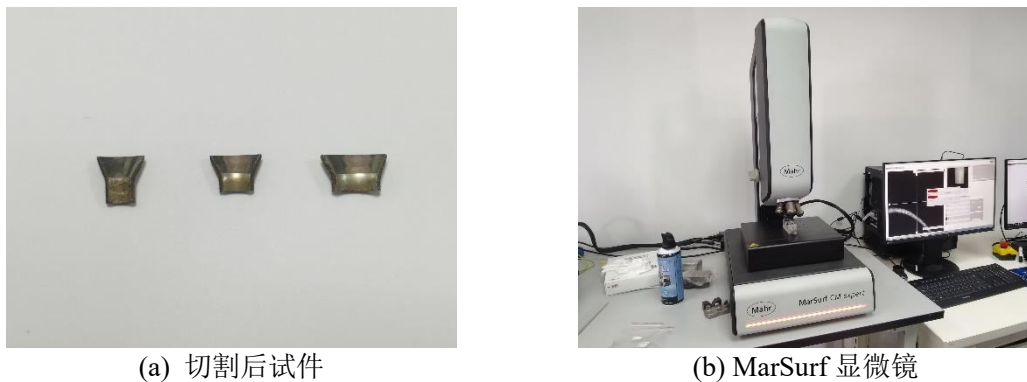


图 5.11 试件及显微镜

### 5.3.2 基于表面粗糙度数据的屈服变形区域测定试验

为了验证显微镜能通过扫描出的表面形貌从而得出产生屈服变形区域的宽度，在采用扩口管试验件测定之前增加了一个预实验过程。

使用不锈钢为预试验材料，材料表面为镜面光。为了让试件表面产生较明显的变形区域，采用了硬度计对表面挤压出点状凹坑，如图 5.12 所示。通过采用共聚焦显微镜对凹坑部位进行扫描，观察能否根据扫描出的结果来判断产生形变区域的宽度。



图 5.12 试件及硬度计

将打点部位进行扫描，得到表面形貌如图 5.13 所示。可以看出显微镜下测得的表面形貌可以较好地还原出原始试件形貌。根据图 5.13(b)中红线标注方向得到多处挤压处的横截面 2D 高度轮廓图如图 5.14 所示。可以看出，针对不同挤压深度的位置，表面轮廓高度变化程度也不一。单独取其中一处凹坑进行对比，如图 5.15 所示，可以发现通过扫描得到的产生形变宽度与实际产生形变区域宽度相同，产生屈服变形宽度为 0.8mm。于是验证了可以通过采用 MarSurf 显微镜测量方法对扩口表面产生形变区域进行宽度的测量。

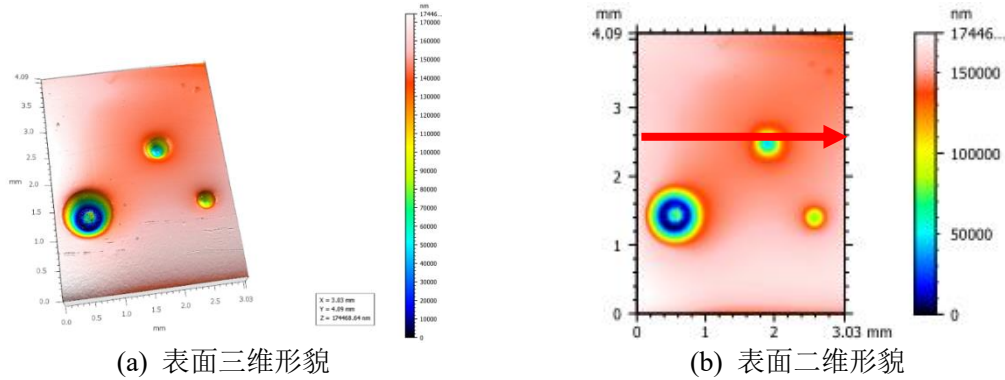


图 5.13 预试验件表面形貌



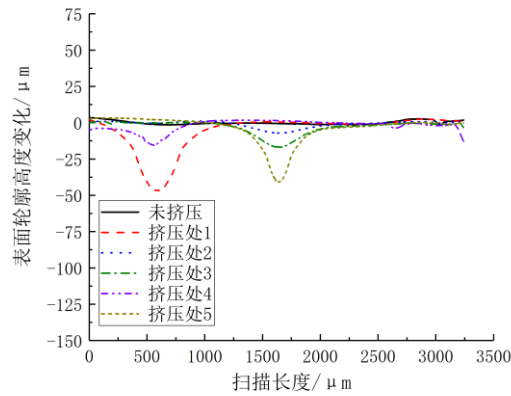


图 5.14 扫描表面横截面高度轮廓

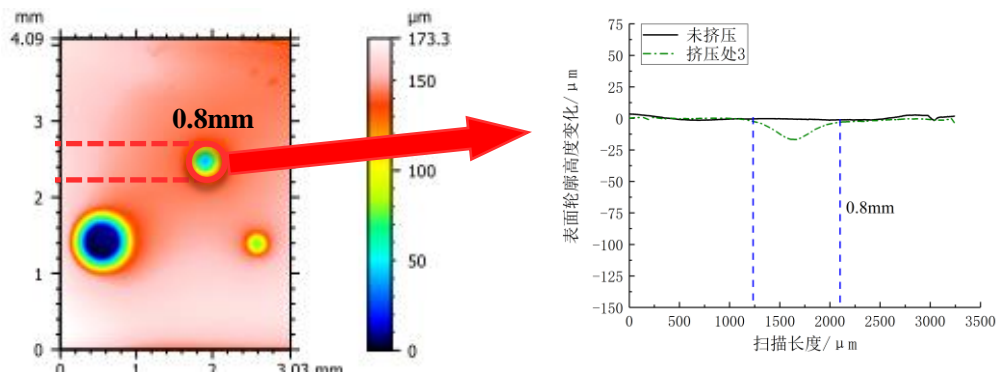


图 5.15 扫描表面与轮廓高度曲线结果对比

### 5.3.3 基于表面粗糙度数据的扩口部位密封面压痕带宽测定

通过预试验验证了采用光学 3D 显微镜的测量方法以及测量结果的有效性和可靠性，将切割处理后的扩口部位测定表面形貌，对扩口处的根部到顶部进行扫描，扫描区域宽度为 1.5mm。得到扫描之后的表面形貌后取某一截面绘制出表面的二维轮廓图像。通过将发生挤压过的表面和未发生挤压过的表面进行表面高度轮廓变化的对比，从而得到产生挤压变形的区域以及对应的宽度。以  $d_0=4\text{mm}$  扩口管扫描部位为例，得到表面形貌如图 5.16 所示。同样根据横截面得到二者高度轮廓图，并将挤压前后的扩口处部位进行对比，图 5.17 为未发生挤压和采用最小拧紧力矩  $14.5\text{N}\cdot\text{m}$  的扩口管表面轮廓高度变化对比，可以看出采用  $14.5\text{N}\cdot\text{m}$  拧紧过后的扩口管扩口表面产生略微的凹陷，根据预试验可知，此凹陷区域为屈服变形区域，即产生压痕带宽区域，其平均宽度约在  $0.43\text{mm}$ 。并且根据多组二维轮廓曲线进行对比，结果如表 5.8 所示。

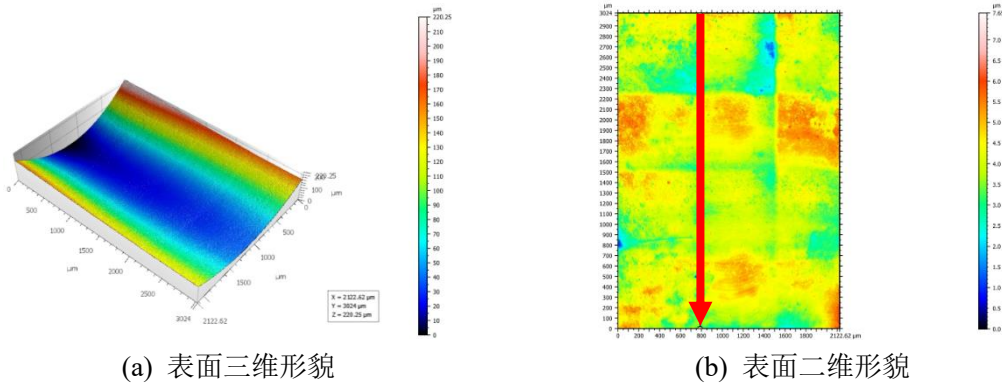


图 5.16 扩口管扩口处部分表面形貌

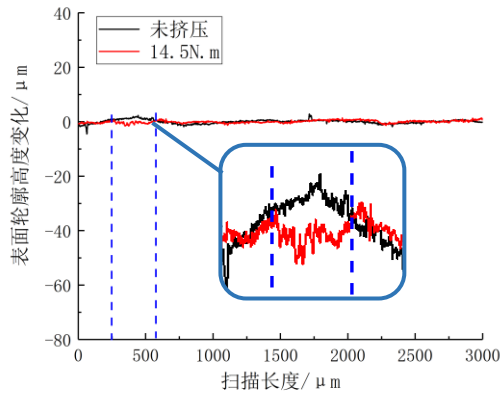
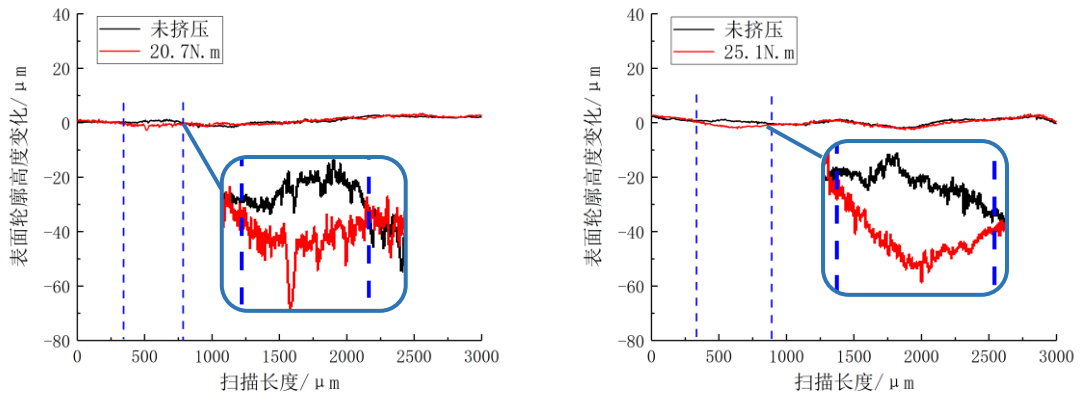


图 5.17  $d_0=4\text{mm}$  扩口管扩口处扫描表面横截面高度轮廓

表 5.8  $d_0=4\text{mm}$  扩口管密封区域压痕带宽测量结果

测量组别	压痕带宽试验值 $L_e/\text{mm}$
1	0.33mm
2	0.56mm
3	0.40mm
4	0.45mm

同样对  $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  扩口管扩口处进行扫描测量，并将采用最小拧紧力矩挤压和未挤压区域进行对比其中一组结果如图 5.18 所示。根据多组二维轮廓曲线进行对比，结果如表 5.9 与表 5.10 所示。



(a)  $d_0=6\text{mm}$  扩口管扩口处扫描表面横截面高度轮廓 (b)  $d_0=8\text{mm}$  扩口管扩口处扫描表面横截面高度轮廓

图 5.18  $d_0=6\text{mm}$  和  $d_0=8\text{mm}$  扩口管扩口处扫描表面横截面高度轮廓

表 5.9  $d_0=6\text{mm}$  扩口管密封区域压痕带宽测量结果

测量组别	压痕带宽试验值 $L_e/\text{mm}$
1	0.65mm
2	0.76mm
3	0.69mm
4	0.81mm

表 5.10  $d_0=8\text{mm}$  扩口管密封区域压痕带宽测量结果

测量组别	压痕带宽试验值 $L_e/\text{mm}$
1	0.62mm
2	0.57mm
3	0.83mm
4	0.44mm

为保证管路的密封性能条件，应选取测量结果的最小值，即最小压痕带宽作为评判管路连接件达到密封时的标准。根据对三种管径的管路连接件的测量结果可以得到，三者的最小值分别为 0.33mm、0.65mm、0.44mm，与仿真结果得到的屈服变形带宽之间的误差为 0.15mm、0.14mm、0.09mm。验证了仿真分析方法的可行性和结果的可靠性。同时由于测量试件样本数量较少，后续应增大试件测定数量，使得试验结果更具有普遍性。

## 5.4 本章小结

本章进行了管路连接件的密封性能综合试验，分别从管路连接件的密封试验和屈服变形带

宽测定试验两部分对仿真结果进行验证。得到如下结论：

(1) 通过管路密封性能最小拧紧力矩测定试验，第 1 尺寸系列  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  扩口式飞机管路连接件所需要的最小拧紧力矩分别为  $14.5\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $20.7\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $25.2\text{ N}\cdot\text{m}$ ，仿真值与试验值相对误差最大值为  $7.6\%$ ，与航标规定相对误差最大值为  $8.2\%$ 。验证了仿真结果的可靠性。

(2) 通过管路连接件装配偏差下密封性能试验，三种装配偏差中轴向偏差对管路的密封性能影响最大，并且正轴向偏差相较于负轴向偏差的影响效果更加显著，角向偏差次之，径向偏差影响最小。在实际装配过程中应尽量首先避免正轴向偏差的出现。

(3) 对管路连接件在最小拧紧力矩下的扩口管扩口处产生的屈服变形带宽进行了测量。通过预试验发现，发生变形的区域其二维轮廓会发生一定程度上的凹陷，并且验证了采用 3D 光学显微镜测试密封区域压痕带宽的可行性。三种管径的压痕带宽测定试验的最小值分别为  $0.33\text{mm}$ 、 $0.65\text{mm}$ 、 $0.44\text{mm}$ ，与仿真结果较为接近，验证了屈服变形带宽仿真方法的可行性。同时由于试件测量数量不多，可能会导致测定结果具有偶然性，后续工作中应进行足够多的试件进行测试，确保测定结果的准确性和可靠性，为实际工程应用中提供有效参考价值。

## 第六章 总结与展望

### 6.1 全文工作总结

飞机液压管路系统将油液、气体等介质传输到飞机各个部位，管路连接件一旦密封性能失效发生泄漏，则会严重影响飞机飞行安全。本文通过考虑真实粗糙表面的情况下，分别对管路连接件扩口管与管接头接触部位以及整根管路连接件进行仿真分析，同时，进行了相应的管路连接件密封性综合试验验证，得到了如下结论：

(1) 对管路连接件中摩擦副的材料进行了摩擦系数的测定。通过加工管路连接件所使用的材料并进行摩擦系数测定试验得到了 1Cr18Ni9Ti 和 45#钢、45#钢和 45#钢之间的摩擦系数，为有限元仿真模型提供了真实材料参数。

(2) 建立了螺栓有限元模型并进行仿真计算以及设计扭拉关系试验，并在此基础之上对管路连接件中的扭拉关系公式进行推导。首先根据螺纹几何形状特点，建立了带三维斜螺纹六面体网格有限元仿真模型，通过仿真能够准确模拟螺栓与螺母之间的拧紧过程。通过设计螺栓扭拉关系试验，得到轴向预紧力随拧紧力矩变化关系曲线。并将试验、仿真和理论计算公式三者进行对比，结果吻合，并且有限元模型的仿真结果与试验更加贴合，能准确反映螺栓预紧过程。在此基础上，对管路连接件之间的扭拉关系公式进行了推导，得到了第 1 尺寸系列  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  三种管径的  $37^\circ$  扩口式管路连接件的轴向预紧力与拧紧力矩的转化公式。在管路连接件有限元仿真过程中可以据此使用轴向预紧力代替拧紧力矩以提高仿真效率。

(3) 采用真实管路连接件表面形貌数据对粗糙表面进行有限元建模及接触过程的仿真分析，并对接触界面采用栅格化模型进行模拟，得到评判扩口管和管接头接触表面达到密封性能的评价指标。通过将扩口管和管接头接触表面扫描出的点云数据进行逆向建模、网格划分得到三维接触表面有限元模型；进行有限元仿真分析后提取出接触表面产生真实接触的区域，得到接触表面真实接触面积随平均接触应力的变化关系。基于逾渗理论，对扩口管接触界面建立了栅格模型，当接触界面真实接触面积占比至少要大于 0.41 时，才能使得接触区域之间不发生泄漏从而实现密封性能。将栅格模型对密封界面的模拟分析结合粗糙表面接触过程的仿真结果，当扩口管和管接头的  $0.05\text{mm}\times 0.05\text{mm}$  接触区域形成密封界面时，其所需要的最小接触应力为 417MPa。

(4) 通过仿真分析不同管径管路连接件所需要的最小拧紧力矩、产生屈服变形区域的带宽、以及不同装配偏差下对管路连接件密封性能的影响。结合扩口式管路连接件满足密封性能条件的评判指标，得到第一尺寸系列  $d_0=4\text{mm}$ 、 $d_0=6\text{mm}$ 、 $d_0=8\text{mm}$  管路连接件所需的最小拧紧力矩分别为  $14.18\text{N}\cdot\text{m}$ 、 $22.28\text{N}\cdot\text{m}$ 、 $25.07\text{N}\cdot\text{m}$ ，产生屈服变形带宽分别为  $0.48\text{mm}$ 、 $0.51\text{mm}$ 、 $0.53\text{mm}$ 。

并且取仿真得到的最小拧紧力矩值大小对相应的管路连接件进行带装配偏差下的密封性有限元仿真, 轴向偏差对管路密封性能影响较大, 并且负轴向偏差的存在会使得管路所需的最小拧紧力矩略微下降, 轴向偏差装配阈值近似认为 0; 三种管径的径向偏差装配阈值分别为每 100mm 管道下 0.52mm、0.55mm、0.40mm; 三种管径的角向偏差装配阈值为 0.55 mm、0.52 mm、0.48 mm, 在实际装配过程中应首先避免正的轴向偏差产生。

(5) 进行了管路连接件密封性能综合试验研究。对三种管径的管路连接件进行了无偏差下的最小拧紧力矩测定试验和最小拧紧力矩下装配偏差对密封性能的影响试验, 以及对密封区域的压痕带宽的测定试验。测得无偏差下的最小拧紧力矩分别为 14.50 N·m、20.70 N·m、25.20 N·m, 与仿真结果较为接近, 装配偏差下的管路密封性能变化规律与仿真结果一致, 验证仿真方法和模型的可靠性。密封区域压痕带宽最小值分别为 0.33mm、0.65mm、0.44mm, 与仿真中最小屈服变形带宽值相差较小, 验证了屈服变形带宽仿真方法的可行性。

## 6.2 未来工作展望

本文主要研究了基于三维真实粗糙表面的管道密封机理, 进行了相应的仿真和试验, 但是仍有许多地方值得深入研究, 例如:

(1) 本文在针对管路连接件扭拉关系分析过程中, 与普通螺栓结构不同, 由于管接头接触部位存在锥角, 只有锥面的法向方向才能转化为真正的产生挤压密封的有效接触应力, 较难通过试验测出锥面所受力的大小, 没有针对管接头螺纹部位进行扭拉关系试验分析, 以便更好地对理论计算公式进行修正, 得到更准确地扭拉关系转化公式。

(2) 利用栅格模型模拟接触表面的泄漏通道存在概率与工程实际存在一定差别, 下一步可以同样采用有限元方法建立三维微通道泄漏模型, 采用流体力学思想对密封界面的液体流动进行分析, 得到不同接触应力载荷下接触界面泄漏量的大小, 通过比较泄漏速率的大小来判断接触界面是否达到密封。

(3) 对于密封区域压痕带宽测定过程中, 对表面形变部位在挤压前后可以采用图像识别方法进行匹配, 通过扩口管接触表面产生形变后的形变量计算出表面接触应力大小, 从而得出产生形变区域即压痕带宽大小, 此结果较通过基于表面粗糙度数据得出的结果更加精确。

(4) 本文仅探讨了只存在单个装配偏差下的密封性能变化情况, 在实际飞机管路装配过程中往往是多种装配偏差共同存在的。下一步工作可以研究多种装配偏差同时存在的情况下, 以及振动环境、流固耦合、弯曲管道等接近真实工况下管路密封性能变化规律。

## 参考文献

- [1] 汪博,高培鑫,马辉等.航空发动机管路系统动力学特性综述[J].航空学报,2022,43(05):139-162.
- [2] 李玲,李超,高鹏.某型飞机液压油滤器常见故障及检修时机研究[J].新技术新工艺,2014(04):115-117.
- [3] 张杰毅.服役环境下飞机液压管路密封及疲劳特性研究[D].南京航空航天大学,2021.DOI:10.27239/d.cnki.gnhhu.2021.000093.
- [4] 夏芝玮,樊新田,赵旭升,张杰毅,陈果.基于有限元计算代理的飞机液压系统管路密封性能评估[J].润滑与密封,2021,46(12):147-156.
- [5] 夏芝玮,樊新田,赵旭升,张杰毅,陈果.飞机液压系统管路密封性的多因素影响规律仿真分析[J].航空精密制造技术,2021,57(03):5-10.
- [6] 李钧甫,周裕力,蒋智华,杨鹏涛,汪东明,曾馨靓,庞林.扩口管路密封失效引起的平管嘴大角外圈锈蚀故障分析[J].润滑与密封,2022,47(06):168-176.
- [7] 杨红平,傅卫平.机械结合面基础特性参数的理论计算与实验研究[M].西南交通大学出版社,2016.
- [8] Hertz B H . On the contact of elastic solids. J. Reine und angewandte Mathematik, 92:156–171, 1882. (for english translation see Miscellaneous Papers by H. Hertz, Eds Jones and Schott[J].
- [9] Greenwood J A , Williamson J . Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1966, 295(1442):300-319.
- [10] Greenwood J A , Tripp J H . The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1970, 185(1970):625-634.
- [11] 温淑花.结合面接触特性理论建模及仿真[M].国防工业出版社,2012.
- [12] 田红亮,方子帆,赵春华,朱大林.依据修正 GW 理论的结合部法向接触研究[J].华中科技大学学报(自然科学版),2014,42(06):38-42+47.DOI:10.13245/j.hust.140608.
- [13] 赵广,苏钧聪,韩清凯等.圆柱面接触刚度建模与仿真[J].华中科技大学学报(自然科学版),2015,43(12):21-26.DOI:10.13245/j.hust.151205.
- [14] Mandelbrot B B . How Long Is the Coast of Britain? Statistical Self-Similarity and Fractional Dimension[J]. Science, 1967, 156(3775):636-638.
- [15] Majumdar A A , Bhushan B . Role of Fractal Geometry in Roughness Characterization and Contact Mechanics of Surfaces[J]. Trans Asme J Tribology, 1990, 112(2):205-216.
- [16] Majumdar A , Bhushan B . Fractal Model of Elastic-Plastic Contact Between Rough Surfaces[J].

- J Tribol Trans Asme, 1991, 113(1):1-11.
- [17] Majumdar A , Tien C L . Fractal characterization and simulation of rough surfaces[J]. Wear, 1990, 136(2):313-327.
- [18] 陈虹旭,董冠华,殷勤等.基于分形理论的结合面法向接触刚度模型[J].振动与冲击,2019,38(08):218-224.DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2019.08.033.
- [19] 樊智敏,张秀文,马永东.基于分形理论的双渐开线齿轮接触应力研究[J].摩擦学学报,2019,39(02):150-156.DOI:10.16078/j.tribology.2018076.
- [20] 王霄,梁春,刘会霞,闫华.车削真实粗糙表面的弹塑性接触有限元分析[J].润滑与密封,2008,33(12):72-74+110.
- [21] 梁春. 基于三维真实粗糙表面的弹塑性接触有限元分析[D].江苏大学,2009.
- [22] 杨慧新. 基于真实粗糙表面接触分析的结合部建模方法研究[D].西安理工大学,2017.DOI:10.27398/d.cnki.gxalu.2017.000069.
- [23] 姜英杰,黄伟强,孙志勇,孙清超.零件真实粗糙表面构建及微观接触性能分析[J].机械设计与制造,2018(08):8-10+14.DOI:10.19356/j.cnki.1001-3997.2018.08.003.
- [24] 马彬铎,颜培,余建杭,焦黎,仇天阳,王西彬,张宝荣,赵志勇.高压静密封表面微织构设计及其密封性能的有限元分析[J].表面技术,2021,50(08):237-246.DOI:10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2021.08.022.
- [25] 周朝朋,杨照.基于 ANSYS 随机粗糙表面接触分析[J].农业装备与车辆工程,2022,60(03):92-95.
- [26] 史建成. 基于逾渗理论的静密封建模方法与泄漏机理研究[D].北京理工大学,2015.
- [27] Patir N , Cheng H S . An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication[J]. Trans.asme J.lubr.technol, 1978, 100(1):12-17.
- [28] Patir N , Cheng H S . Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces[J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(2):220.
- [29] 任晓,吴承伟,周平.粗糙表面的气体密封性能研究[J].机械工程学报,2010,46(16):176-181.
- [30] Dietrich S . Introduction to Percolation Theory[M]. Taylor & Francis, 1992.
- [31] Persson B , Albohr O , Creton C , et al. Contact area between a viscoelastic solid and a hard, randomly rough, substrate[J]. The Journal of Chemical Physics, 2004, 120(18):8779-8793.
- [32] Persson B , Albohr O , Tartaglino U , et al. On the nature of surface roughness with application to contact mechanics, sealing, rubber friction and adhesion[J]. J.phys.condens.matter, 2005, 17(1):R1.



- [33] Persson B , Yang C . Theory of the leak-rate of seals[J]. Journal of Physics Condensed Matter, 2008, 20(31).
- [34] Lorenz B , Persson B . Leak Rate of Seals - Theory and Experiment. 2010.
- [35] 史建成,刘检华,杨志猛,巩浩.基于栅格渗漏模型的静密封界面状态演变特性研究[J].机械工程学报,2016,52(07):104-113.
- [36] 史建成,刘检华,丁晓宇,杨志猛,巩浩.基于确定性模型的金属表面多尺度接触行为研究[J].机械工程学报,2017,53(03):111-120.
- [37] 周敏. 接触式机械密封界面的逾渗机制及通道模拟[D].南京林业大学,2015.
- [38] 陆建花. 接触式机械密封界面间泄漏流体流动特性研究[D].南京林业大学,2017.
- [39] 嵇正波,孙见君,马晨波,於秋萍,陆建花.接触式机械密封界面泄漏机理研究的关键科学问题[J].化工学报,2017,68(08):2969-2978.
- [40] 嵇正波,孙见君,陆建花,马晨波,於秋萍.基于逾渗理论的机械密封界面静态泄漏预测方法[J].摩擦学学报,2017,37(06):734-742.DOI:10.16078/j.tribology.2017.06.004.
- [41] 嵇正波. 基于逾渗理论的接触式机械密封界面泄漏机制研究[D].南京林业大学,2018.
- [42] 王衍,王达,曹彬,张宝鼎,孙见君.基于逾渗理论的接触式机械密封泄漏特性分析[J].润滑与密封,2018,43(05):76-80+103.
- [43] 孙唯一 . 管路密封粗糙表面接触与泄漏特性研究 [D]. 大连海事大学,2019.DOI:10.26989/d.cnki.gdlhu.2019.001460.
- [44] 孙玉霞, 李双喜, 李继和. 机械密封技术[M]. 化学工业出版社, 2014.
- [45] 国防科学技术工业委员会.HB4-3-2002,扩口式管接头螺纹部分[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [46] 国防科学技术工业委员会.HB4-52-2002,导管扩口[S].北京:中国航空综合技术研究所,2002.
- [47] 刘文威. 基于分形理论的机械结合部接触特性参数研究[D].华中科技大学,2016.
- [48] 冉光斌,张方晓.双锥形管接头角度参数对管路密封的影响分析[J].环境技术,2005(02):4-6.
- [49] 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].中国工程物理研究院,2005.
- [50] 冉光斌,张方晓.双锥形管接头密封管路联接结构的稳健设计[J].润滑与密封,2008(05):88-90.
- [51] 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.
- [52] 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.
- [53] 王小刚. 管路锥形密封结构的稳健设计[D].中国工程物理研究院,2009.
- [54] 吕堃博. 发动机管路连接副密封性能可靠性分析[D].东北大学,2017.

- [55] 陈芝来. 航空发动机管路连接件典型结构密封性能研究[D].上海交通大学,2017.
- [56] 张旭. 装配状态对管道密封特性影响分析与试验研究[D].南京航空航天大学,2020.DOI:10.27239/d.cnki.gnhhu.2020.001234.
- [57] 张旭,夏芝玮,樊新田等.飞机管路连接件装配偏差对密封性影响的仿真分析与试验验证[J].润滑与密封,2021,46(08):99-107.
- [58] 陈迪. 航空扩口式管接头力学响应分析及结构优化研究[D].西南交通大学,2021.DOI:10.27414/d.cnki.gxnju.2021.001992.
- [59] 李钧甫,周裕力,蒋智华,杨鹏涛,汪东明,曾馨靓,庞林.扩口管路密封失效引起的平管嘴大角外圈锈蚀故障分析[J].润滑与密封,2022,47(06):168-176.
- [60] Nan B U , Ueno N , Koyanagi S , et al. Experimental Studies on Vibration Testing of Pipe Joints using Metal Gaskets. World Scientific and Engineering Academy and Society (WSEAS), 2007.
- [61] 熊影辉. 特种车辆扩口式管接头密封性能研究[D].北京理工大学,2016.
- [62] 熊影辉,丁晓宇,刘检华,等.扩口式管接头拧紧过程扭拉关系研究[J].润滑与密封,2017,42(05):46-52.
- [63] Yan Y , Zhai J , Gao P , et al. A multi-scale finite element contact model for seal and assembly of twin ferrule pipeline fittings[J]. Tribology International, 2018, 125:100-109.
- [64] 闫洋洋,庄保顺,高培鑫,翟敬宇,韩清凯.航空管路接头密封特性及流体温度影响[J].航空动力学报,2019,34(11):2414-2422.DOI:10.13224/j.cnki.jasp.2019.11.013.
- [65] 闫洋洋. 航空卡套式管接头密封特性与振动失效机理研究[D].大连理工大学,2019.DOI:10.26991/d.cnki.gdllu.2019.003643.
- [66] 郭雪杰. 扩口式管路接头密封性能研究[D].大连理工大学,2020.DOI:10.26991/d.cnki.gdllu.2020.003180.
- [67] 许孝林. 适航载荷下无扩口挤压式管接头密封机理及可靠性研究[D].燕山大学,2021.DOI:10.27440/d.cnki.gysdu.2021.000769.
- [68] 顾伯勤. 静密封设计技术[M]. 中国标准出版社, 2004.
- [69] 欧阳小平,方旭,朱莹,等.航空液压管接头综述[J].中国机械工程,2015,26(16):2262-2271.
- [70] 於为刚. 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[D].南京航空航天大学,2019.DOI:10.27239/d.cnki.gnhhu.2019.001241.
- [71] 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,2003.
- [72] 国防科学技术工业委员会.HB 4-5-2002,扩口式 A 型直通管接头[S].北京:中国航空综合技术研究所,2003.

- [73] 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,2003.
- [74] 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,2003.
- [75] 国防科学技术工业委员会.HB 4-1-2020, 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,2020.
- [76] 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,2003.
- [77] 国防科学技术工业委员会.GJB 638A-97,飞机 I、II 型液压系统设计、安装要求[S].北京:中国航空综合技术研究所,1997.
- [78] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会.GB/T 22895-2008,纸和纸板静态和动态摩擦系数的测定平面法[S].北京:全国造纸工业标准化技术委员会,2008.
- [79] 国家市场监督管理总局,国家标准化管理委员会.GB/T 10006-2021/ISO 8295: 1995,塑料 薄膜和薄片 摩擦系数的测定[S].北京:全国塑料制品标准化技术委员会,2021.
- [80] 徐卫秀,王淑范,杨帆,黄蔚.考虑螺纹细节的螺栓预紧过程仿真分析研究[J].宇航总体技术,2018,2(05):50-56.
- [81] 国家市场监督管理总局.GB/T 16823.2-1997,螺纹紧固件紧固通则[S].北京:全国紧固件标准化技术委员会,1997.
- [82] FUKUOKA T, NOMURA M. Proposition of helical thread modeling with accurate geometry and finite element analysis [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2008, 130(1):135-140.
- [83] 刘志峰, 王宝恩, 郑铭坡,等. 一种包含过度网格及升角的螺纹六面体网格划分方法,中国 CN112347682A[P]. 2021-02-09.
- [84] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会.GB/T 16823.3-2010,紧固件 扭矩-夹紧力试验[S]. 北京: 全国紧固件标准化技术委员会,2010.
- [85] 波波夫. 接触力学与摩擦学的原理及其应用(李强, 雒建斌) [M]. 北京:清华大学出版社, 2011:47-50.
- [86] Hart P E , Nilsson N J , Raphael B . A Formal Basis for the Heuristic Determination of Minimum Cost Paths[J]. IEEE Transactions on Systems Science & Cybernetics, 1972, 4(2):28-29.
- [87] Isichenko M B. Percolation, statistical topography, and transport in random media[J]. Reviews of modern physics, 1992, 64(4): 961.
- [88] 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.
- [89] 国防科学技术工业委员会.GJB3054-97,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.

- [90] 国防科学技术工业委员会.HB6999-2002,螺纹连接的导管(软管)安装拧紧参数的确定方法  
[S].北京:中国航空综合技术研究所,2003.

## 致 谢

光阴似箭，日月如梭，转眼间就已经临近硕士毕业了。在南京航空航天大学度过了近两年半充实的时光，在硕士期间学习到的不仅是知识，更懂得了许多为人处事的道理。在这两年多时间里经历的所有一切，相比于刚进入硕士生活的我来说，收获颇丰。经历过考上研究生时的喜悦，经历过期末考试紧张匆忙的复习，经历过和导师同学一起出去旅游时的欢快，经历过科研过程中的焦虑不安，经历过招聘面试时的紧张激动……时过境迁，这一切回想起来仍历历在目，但不变的唯有与导师、同学以及家人的那份陪伴与成长。

首先感谢我的导师陈果教授。刚进入研究生的学习中，我是科研中的一个初学者，但陈果老师给了我全面、最细致、最科学的指导，在我科研过程中的论文开题、试验设计、建模仿真以及最后的论文撰写都离不开陈果老师的悉心教导。在跟随陈果老师出差期间，让我学习到了真正工程项目中的实际问题，也让我懂得了科研能只停留于理论实验层面，要让研究成果走出实验室，走进实际应用中。在课余时间之外，陈果老师也会组织春游、运动比赛、聚餐聚会等活动，真正做到了让学生德智体美劳全面发展。陈果老师是我心目中认为的最完美的导师，在对待科研的态度让我产生由衷的敬佩感。两年时间虽短，但陈果老师会是我以后科研学习道路上的榜样！在此向陈果老师表达最诚挚的敬意！

感谢教研室所有老师和同学，大家和睦相处，在一起度过的日子永远会铭记。感谢潘文平、王海飞、陈虎、张保勤、周爱萍老师对我在硕士期间的关怀与指导；感谢康玉祥、贺志远、张旭、赵紫豪、何超、李伦绪、赵旭升师兄，刘西洋、王雨薇、马佳丽师姐，同门盛嘉玖、沈响响同学在科研道路中对我的帮助，我的每个问题都能得到耐心的解答；感谢刘曜宾、刘富海、陈智超、张瑞、马一杰师弟对我的支持；感谢祝许浩同学，丰富了我硕士期间的生活乐趣，这段记忆让我难以忘怀。

一路走来，最重要的是离不开家人的关怀与鼓励，父母是我人生的第一位导师和榜样。感谢你们在我成长道路上的无私奉献，在我面对艰难抉择时给我指明了方向，养育之恩无以回报。感谢家人的理解和支持，即将步入人生崭新的阶段，我会继续努力，不让你们失望。

追风赶月莫停留，平芜尽处是春山。校园生活即将划上句号，但同时又是下一段人生旅途中的起点。今后的道路我会继续奋斗，以梦为马，不负韶华，砥砺前行，未来可期！

最后，感谢百忙之中抽空评审的专家老师，祝您工作顺利，万事如意！

## 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. **钱进**,陈果,寸文渊,赵旭升,张旭,赵正大. 拧紧力矩作用下螺栓预紧力的高保真有限元仿真与试验验证[J].机械强度(核心,已录用)
2. **钱进**,陈果,赵正大,张旭,陈雪梅. 管路连接件粗糙表面接触力学分析与密封性能分析[J].润滑与密封(核心,已录用)
3. **钱进**,陈果,赵正大,张旭,陈雪梅. 飞机管路连接件密封性能仿真分析与试验验证[J].中国机械工程(EI,在审)
4. 夏芝玮,**钱进**,陈果. 带装配偏差下的飞机管路连接件密封性能分析[J].中国工程机械学报(核心,已录用)
5. 寸文渊;王博雅;**钱进**;张杰毅;李栎森;陈果.振动环境下飞机管路密封性能影响分析[J].润滑与密封,2023,48(08):181-187.
6. 赵正大;寸文渊;**钱进**;赵旭升;舒阳;陈果.飞机管道疲劳性能仿真分析与试验验证[J].噪声与振动控制,2023,43(05):239-244+279.
7. 专利文稿：一种摩擦系数测定装置；一种振动环境下管路密封性能仿真分析方法

### 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：飞机液压管道安装应力影响机理及控制技术研究.
2. 中航工业成都飞机工业（集团）有限责任公司项目：航空用高阻尼低成本绿色减振降噪涂层技术.
3. 中航工业西安飞机工业（集团）有限责任公司项目：扩口导管装配偏差对密封性能影响研究.
4. 国家自然科学基金项目(52272436)：基于深度异常检测和元学习的航空发动机主轴承早期故障预警与演化诊断，2023-2026.
5. 国家科技重大专项(J2019-IV-0004-0071)：复杂服役环境下主轴承典型故障宏观动力学研究.
6. 国家科技重大专项(2017-IV-0008-0045)：转子系统典型故障机理及诊断方法.
7. 中国航发沈阳发动机研究所项目：多截面转静件间隙测试对比验证试验.