

编号_____

南京航空航天大学

毕 业 设 计

题 目 带初始应力的管道密封性能
仿真与实验

学生姓名

赵俊钦

学 号

071530122

学 院

民航/飞行学院

专 业

交通运输（民航机务工程）

班 级

0715301

指导教师

陈果 教授

南京航空航天大学
本科毕业设计（论文）诚信承诺书

本人郑重声明：所呈交的毕业设计（论文）（题目：带初始应力的管道密封性能仿真与实验）是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的成果。尽本人所知，除了毕业设计（论文）中特别加以标注引用的内容外，本毕业设计（论文）不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。

作者签名：

年 月 日

（学号）：

带初始应力的管道密封性能仿真与实验

摘 要

管路系统作为现代飞机动力传输的主要通道，在运输燃料、传输动力方面起关键作用。因此一旦管路系统发生故障，将会导致管路传输故障，管路泄漏、断裂、引发系统操纵失灵、发动机失火等重大事故。然而管道安装时总会存在偏差，装配偏差引起的管道初始应力严重威胁了管路系统的正常工作，管路装配偏差的相关研究势在必行。

本文通过有限元建模仿真分析飞机管道连接件的装配偏差导致应力，并进行了装配偏差泄露实验与仿真相对比，研究了装配偏差对于管路密封性能的影响规律，对于控制管路连接件的装配应力和装配质量，研究复杂环境中的管路连接件在不同装配应力下的密封性能，对于控制管道系统故障、提高管道系统的安全性、保障整个飞机的飞行安全，具有重要的理论价值和工程实用性。

关键词：飞机液压管道，管道密封性，装配偏差仿真，泄露实验

Simulation and experiment of pipe sealing performance with initial stress

Abstract

Crisscrossed the piping system as the main channel of modern aircraft power transmission, play a key role in the aspect of transportation fuels, transmission power, it will link together components and equipment transfer fluid, like the animal's blood circulation system, distributed in each section of the aircraft is the plane of the artery, is the important guarantee of safety and reliability of the operation of the aircraft. Therefore, once the failure of the pipeline system occurs, it will lead to the failure of pipeline transmission, which may cause pipeline leakage in the case of light cases, pipeline fracture in the case of heavy cases, system control failure, engine misfire and other major accidents. However, there is always a deviation in pipeline installation. The initial stress caused by assembly deviation seriously threatens the normal work of pipeline system, so it is imperative to conduct relevant research on pipeline assembly deviation. By analyzing the assembling deviation of jet pipes lead to stress, formulate appropriate assembly standard, control the assembly stress of pipe fittings and assembly quality, the study of complex environment of pipe fittings in sealing performance under different assembly stress, to control the pipeline system failure, improve the safety of the pipeline system, guarantee the flight safety of aircraft, has important theoretical value and engineering practical.

Key Words: aircraft hydraulic pipeline; pipeline sealing; assembly deviation; initial stress.

目 录

摘 要	i
Abstract	ii
第一章 绪 论	5
1.1 研究意义	5
1.2 国内外研究现状	6
1.2.1 管道装初始应力分析计算方法研究现状	6
1.2.2 管道密封性分析研究现状	7
1.2.4 目前研究中存在的问题	8
1.3 本文的主要研究内容	8
第二章 飞机液压管路连接件有限元建模	10
2.1 管道安装标准	10
2.2 飞机管路连接件组成与工作状态	11
2.2.1 管路连接件结构	11
2.2.2 管道连接件工作压力标准	12
2.3 管路连接件三维模型建立	13
2.4 有限元模型建立	15
2.4.1 有限元建模及网格划分	15
2.4.2 预紧力施加方案	16
2.4.3 边界条件和载荷	18
2.4.4 材料力学特性	20
2.5 预紧状态下连接件的仿真力学特性	21
第三章 装配应力对密封性能影响的仿真分析	23
3.1 密封区域接触参量的提取方法	23
3.2 摩擦系数对密封性能的影响分析	23
3.3 预紧力对密封性能的影响分析	25

3.4 轴向偏差对密封性能的影响分析.....	26
3.5 径向偏差对密封性能的影响分析.....	27
3.6 角度偏差对密封性能的影响分析.....	29
3.7 本章小结.....	31
第四章 管路装偏差配实验.....	33
4.1 实验设置与设备.....	33
4.2 拧紧力矩对密封性影响实验.....	34
4.3 轴向装配偏差实验.....	36
4.4 径向装配偏差实验.....	38
4.5 本章小结.....	40
第五章 未来展望.....	41
参考文献.....	42
致 谢.....	44
附 录.....	45

第一章 绪 论

1.1 研究意义

管路系统是飞机的大动脉，是飞机运行安全可靠的重要保证。因此一旦管路系统发生故障，将会导致管路传输故障，轻则造成管路泄漏，重则造成管道断裂、引发系统操纵失灵、发动机失火等重大事故。然而管道安装时总会存在偏差，由于装配偏差引起的管道初始应力严重威胁了管路系统的正常工作，管路装配偏差的相关研究势在必行。

随着当代飞机性能的提高以及操作、减重等指标的要求，飞机液压系统逐渐向高压发展，管路结构强度冗余很低，同时，飞机管道所处的安装环境和工作环境与其他产品更为恶劣，因此存在故障率高、失效模式多、可靠性差等问题。据有关文献记载，在 1965—1966 年两年中，某型歼击机由于导管及管接头故障而失事的次数占失事总数的 60%。在国内，有资料表明，随着我国某型军用战机装备部队，飞机液压管路失效故障频繁发生，而且还呈逐年上升趋势，直接影响飞机的运行安全，统计数据显示，各导管类故障共计 1650 起，在制造类故障中，导管问题是故障的主题，占制造类问题的 71%。管道故障分为渗漏、磨碰、破裂、变形和其他五种类型，其中，导管渗漏问题占导管故障的 73.94%，涉及面广，而且，液压管道渗漏最多。通过对典型导管的故障分析认为，管接头装配应力过大是造成液压导管渗漏的一个主要原因，而系统附件、支架等不能准确定位，装配不稳定是造成导管带应力装配的主要原因。显然，飞机液压管路系统故障与装配应力有密切关系。然而，装配应力对管路系统密封性和强度的削弱则往往被人们所忽略，对其影响机理研究很不充分。

因此，通过分析飞机管道连接件的装配偏差导致应力、制定合适的装配标准、控制管路连接件的装配应力和装配质量，研究复杂环境中的管路连接件在不同装配应力下的密封性能，对于控制管道系统故障、提高管道系统的安全性、保障整个飞机的飞行安全，具有重要的理论价值和工程实用性。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 管道装初始应力分析计算方法研究现状

管道装配中产生的应力是影响导管装配质量的要因之一，恰当的装配应力能使导管和接头更充分的接触从而实现密封，而装配应力过大或过小则会造成液压导管泄露。张洪武等人研究发现导管装配应力的产生主要是由装配部件、支架等不能准确定位以及拧紧力矩存在差异造成的^[1]。傅国如等人发现在导管装配过程中，易产生的应力主要有 3 种：强力对口应力、焊接变形应力和应力集中^[2]。在初始装配偏差的影响下，导管安装中产生的应力的存在额外增加了导管的负荷，导致管路渗漏、疲劳断裂等，影响液压系统的正常运行。其主要危害有：减少管路系统使用寿命、影响设备运行安全、引起工艺性差的合金钢管焊口裂纹^[3]。

目前，对初始安装应力进行仿真主要运用强迫位移法^[4]、轴对称基础单元法以及三维接触单元法^[5]、预紧力单元法^[6]、初始渗透法^[7]。在这几种方法中，强迫位移法计算的数据准确性最高，但是它对计算模型有较高的要求；三维模型运算速度慢但精度高，而且不要求结构是轴对称的。二维轴对称模型计算的精度也比较高，但求解的模型必须是轴对称的，但是计算时间较短；预紧力单元法是通过用三维建模软件根据实体建立模型并导入到 ANSYS 软件中（如果是轴对称结构可以取 1/2 进行建模），然后选择建立预紧力截面与定义预紧力单元，从而实现结构模型的预紧力仿真分析。李会勋等在其研究中^[8]利用 ANSYS 软件分别采用了预紧力单元法、强迫位移法和初始渗透法模拟了联接时螺母的预紧力作用，通过对比仿真结果发现预紧力单元法模拟预紧力与理论计算值最为接近。朱玉琴应用能量法的分析了猪尾管的安装应力^[9]，并通过电算法求得安装应力各项数据，为制造与施工单位提供管路参考依据。在安装应力测量方面，主要采用测量应变，通过计算得出应力的方式。王晶等^[10]以飞机液压管道作为对象，采用强迫位移法进行了理论计算后再基于 ANSYS 软件对初始安装应力分为三种情况进行仿真，第一种情况是管道安装应力较大，管道产生塑性变形；第二种情况是管道安装应力中度，管道变形处于弹性范围内；第三种情况是管道的安装应力较小。然后通过模态分析得出的三种情况数据进行对比，发现较大的安装应力会使管道的各阶

固有频率发生变化。程小勇等人^[11]在王晶仿真研究结果的基础上搭建了液压管道试验台，通过 ANSYS 软件对初始安装应力仿真以及试验模态锤击两种方式进一步验证了管道安装应力对固有频率的影响规律。

1.2.2 管道密封性分析研究现状

飞行器管道连接件作为液压管道系统的关键元件对飞机运行的可靠性具有重要的影响，在内压作用和其他载荷下，管路连接最基本的失效模式是泄漏，从而导致整个管道系统无法正常工作，甚至造成航发故障停车、燃油系统起火等严重安全事故。因此，研究管路系统连接件的泄漏机理，对于有效地控制管路泄漏故障、提高管路可靠性具有重要意义，国内外的许多专家对此也展开了大量深入的研究。

李松梅、刘建华等^[12]采用自制的航空导管连接件腐蚀试验系统，分别研究了航空镀镉 45#钢和钛合金导管连接件在模拟环境中的气密性、油压气密性以及应力腐蚀、表面腐蚀等性能。Perez-Rafols^[13]等建立了一种存在螺旋凹槽和粗糙度的金属-金属接触理论模型，能够预测静态金属-金属密封的泄漏率。欧阳小平等人^[14]全面地介绍了飞机管道连接件的三种主要形式：永久式、可分离式和柱端式，从结构、运行原理、运用范围、设计标准、供应商等方面对三种管路连接件作了阐述，也从耐压能力、拉脱强度、安装质量等方面综合分析三种连接形式，对比了它们的优劣以及工作条件，同时指出了我国现阶段飞机管路连接件研制方面与国际先进国家的差距与将来的发展方向

此外，许多学者对管路连接件的密封原理做了一些研究工作。王振兴等^[15]对航发钛合金管路连接件在拉伸载荷下的密封性能。建立了管路连接副在拉伸载荷下的接触模型，并对其进行有限元分析。对连接副施加预紧力，在此基础上施加拉伸载荷，然后再进行有限元求解。同时研究了密封面的接触压应力、接触面积和接触应力随拉伸载荷的变化规律，从而定量分析了连接件的密封性与预紧力之间的关系。曹增强等^[16]采用正交试验研究了管接头拧紧力矩系数的主要影响因素。扩口式管接头在拧紧过程中，管套与螺母之间的环形接触面，管套与螺母之间的圆柱接触面，接头之间的螺纹接触面会发生相对滑动。结果表明：润滑条件、接触面材料以及表面预处理对拧紧力矩有较大影响。丁建春等人^[17]用有限元分

析软件Abaqus建立一种典型管接头的轴对称模型。仿真计算了管接头在4~16N·m的拧紧力矩作用下密封环宽度。并进行了试验验证。结果表明密封环宽度的仿真结果和试验结果能较好吻合。并建立了管接头拧紧力矩与密封带之间关系,为实际工程中管接头拧紧力矩的选择提供了理论依据。何勃^[18]探究了管路连接的研究方法并分析了连接件金属的密封机理。建立了管接头密封性能仿真有限元计算模型,在确定其密封准则的基础上完成了该管路接头的载荷包络线仿真试验,确定了其载荷包络线试验中的密封失效集中点。Murtagian^[20]等基于接触压应力、密封面宽、附加载荷等因素建立了密封性能数值研究模型,并对比密封试验提出并验证了静态金属与金属的密封准则。

1.2.4 目前研究中存在的问题

结合上述文献分析目前的研究现状,可以发现研究中依然存在如下问题:

(1) 目前针对管道初始安装应力的研究主要集中在有限元仿真以及理论分析方面,即利用CAD及有限元分析软件进行管道建模以及相关的力学分析,缺少实际的装配偏差以及安装应力试验方法;

(2) 针对管道及其连接件的研究主要是运用二维网格建模,同时不考虑螺纹结构影响,模型过于简化,相比于真实的带螺纹结构的管路及其连接件的三维建模方式,计算精度不能保证;

(3) 针对管道密封性及结构损伤识别技术的研究未能有效地考虑装配偏差与装配应力,研究出装配偏差对密封性的影响规律以及管路连接件装配应力的在线检测方法。

1.3 本文的主要研究内容

本文旨在通过对各种连接件装配偏差下的管路系统装配应力的有限元仿真分析,研究在装配偏差产生的初始应力下管路连接件的受载情况以及泄漏机理;研究在装配应力作用下的管路系统密封性能预计具体研究目标为:

研究各种设计、制造和装配偏差所导致的管路系统装配应力,并自主研制了管道装配实验台和配套的液压系统,并在此基础上进行管道初始应力实验研

究，分析影响管路系统装配应力的影响因素，探明管路连接部位的泄漏机理。
并在此基础上进行实验验证并提出为防止管路泄漏的装配偏差控制范围。

第二章 飞机液压管路连接件有限元建模

2.1 管道安装标准

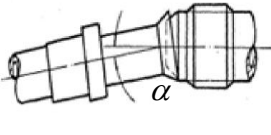
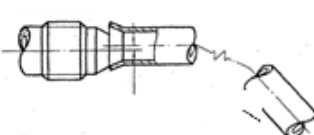
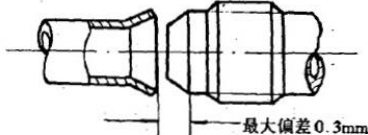
2.1.1 国军标

在我国，《GJB638A-97》对飞机 I、II 型液压系统设计、安装提出了技术要求；GJB3054-97 对飞机液压管路系统设计、安装提出了技术要求；对管道卡箍的技术要求标准有《HB3-25-2002》、《HB3-26-2002》、《HB3-27-2002》，它们分别针对带垫的夹紧卡箍、单螺栓和双螺栓侧面固定带垫的夹紧卡箍提出了技术要求及安装规范；《HB5663~5794-86》对卡套式无扩口导管连接件提出了技术要求；《HB5966~6075-86》对挤压式无扩口导管连接件提出了技术要求；《HB6133-87》对液压导管及接头组件的脉冲试验提出了技术要求、《HB6442-90》对飞机液压导管及连接件弯曲疲劳试验提出了技术要求。在《GJB638A-97》中，对导管的安装进行了规定《GJB 3054-97》飞机液压管路系统设计、安装要求

表 2.1 国军标安装标准

导管壁厚	导管的弯曲	角度偏差	椭圆度	径向偏差	轴向偏差
<0.5mm	<6°	<2°	<10%	<0.3mm(每 100mm)	<0.3mm(每 100mm)

表 2.2 《GJB 3054-97》对管路装配偏差的规定

角度偏差	径向偏差	轴向偏差
 a<2°	 每 100mm 长不超过 0.3mm	 每 100mm 长不超过 0.3mm

2.1.2 《HB 4-1-2002》扩口管路连接件通用规范

(1) 拧紧力矩要求

拧紧程度的控制为保证连接件的密封性，对第 1 尺寸系列的连接，进行耐压试验或气压泄漏试验时，应按表 1.1 规定的拧紧力矩装配试验件

表 2.3 导管装配试验件的拧紧力矩要求

导管内径 d/mm	导管和连接件全部为钢件	
	最小拧紧力矩 N•m	最大拧紧力矩 N•m
8	26.50	35.30
10	32.35	41.15
12	38.20	48.00

(2) 耐压试验

按规定拧紧后，以 2 倍工作压力进行试验，至少保持 5min，应无渗漏和破坏。如果导管最小爆破压力小于 4 倍工作压力，则以 1.5 倍工作压力进行耐压试验。

2.1.3 HBIZ 223.20-2002 飞机装配工艺导管安装

扩口管接头的连接安装要求有以下四点：a) 导管接头轴线应对中，并保证锥面紧密贴合；b) 导管连接前应在接头阳螺纹涂一薄层 ZA0-5 润滑脂（氧气导管除外），避免润滑脂进入管路系统，导管连接锥面不允许有润滑脂。拧紧后，清除多余的润滑脂；c) 连接应先用手拧几扣，再用扳手拧紧；d) 按要求用标准扳手或定力扳手拧紧螺母，拧紧力矩值应符合规定。

2.2 飞机管路连接件组成与工作状态

2.2.1 管路连接件结构

飞机管路连接件一般可分为三大类^[16]：永久式管接头、可分离式管接头和柱端式管接头。其中，可分离式管接头应用最为广泛，其接头的连接方式通常采用

螺纹紧固，具有结构紧凑、装拆方便、维护性较好等优点。可分离式管接头主要有扩口式、无扩口式和唇密封式三种。

扩口式管接头是最常见的接头之一，根据扩口角度的不同，通常分为 37° 、 45° 和 60° ，其中最常用的是 37° 扩口，扩口管连接件的结构如图 2.1 所示，一般是由扩口导管、衬套、管接头、外套螺母四部分组成。导管扩口角度的衬套和管接头相对应，衬套与导管扩口的外锥面角度一致，管接头与扩口内锥面角度一致。最后使用外套螺母通拧紧安装，压迫衬套使扩口管内侧与直管接头外侧紧密贴合，形成密封面。其中，使用衬套压紧导管主要是避免应力集中在扩口管和接头交界处，分散连接处的切应力，增大连接强度。扩口管接头的安装比较简单，但安装时应注意必须保持适当润滑。

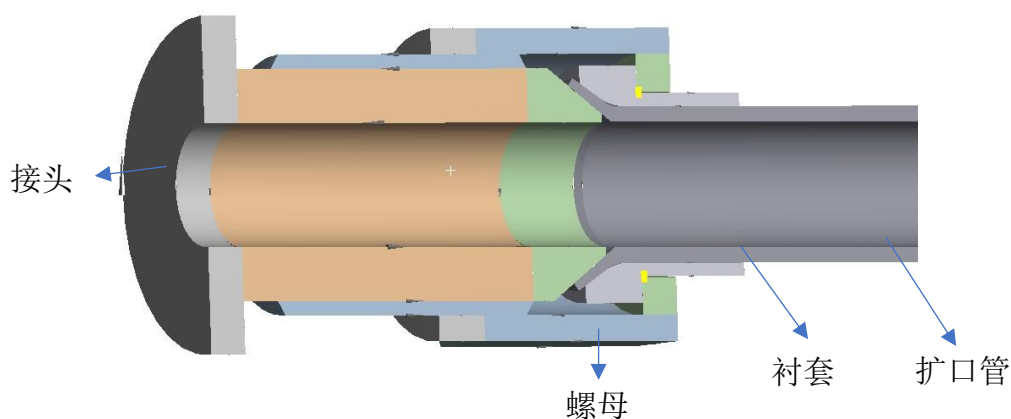


图 2.1 扩口管三维模型

2.2.2 管道连接件工作压力标准

扩管接头是航空工业中应用最早的刚性导管连接件，适用于各种流体介质。正常工况下，为确保其密封性，一般使用外套螺母施加预紧力矩，通过压迫衬套使扩口导管的内锥面与管接头的外锥面紧密贴合，从而达到密封。表 2.1 为航空行业标准 HB4-1-2002 中规定的常用导管工作压力，不同的导管尺寸与材料对应的最大工作压力不同。通过比较可以发现，导管外径相同时，内径越小，管壁越厚，导管能承受的工作压力将越高；使用 1Cr18Ni10Ti (1Cr18Ni9Ti) 材料的导管最大工作压力明显大于使用 5A02-0 材料。

表 2.4 1Cr18Ni10Ti (1Cr18Ni9Ti) 导管工作压表力

导管规格/mm			最大工作压力/MPa
D_N	d_N	e	
10	8.5	0.75	21.00
	8	1	28.00
	10.2	0.9	21.00
12	10	1	—
	9.6	1.2	28.00

本文选用的实验导管外径为 12mm，内径为 9.6mm 材料为 1Cr18Ni9Ti，因此依据标准应施加 28MPa 的工作压力。

2.3 管路连接件三维模型建立

扩口管路连接件在航空液压系统中的应用广泛，本节将根据扩口管路连接件建立有限元模型，分析它的力学特性以及密封特性。本节参照航空工业标准 HB 4-1-2002 《扩口管路连接件通用规范》，选择导管与直通管接头装配作为研究对象。其中，管接头、扩口导管、衬套、外套螺母等都是航空标准件，其结构、尺寸、公差等都需要严格参照相关的航空工业标准，具体标准要求如表 2.5 所示。

表 2.5 航空标准

扩口导管	直通管接头	外套螺母	衬套
HB4-2-2002	HB 4-4-2002 HB 8128-2002	HB 4-45-2002	·HB 4-44-2002
HB4-31~43-2002		HB 8122-2002	
HB4-52-2002			

参照表中规定的标准，选择建立型号为 M20X1.5 扩口式管接头模型，其主要组成部件的尺寸以及基于 CATIA 软件建立的零件三维模型如下图所示。

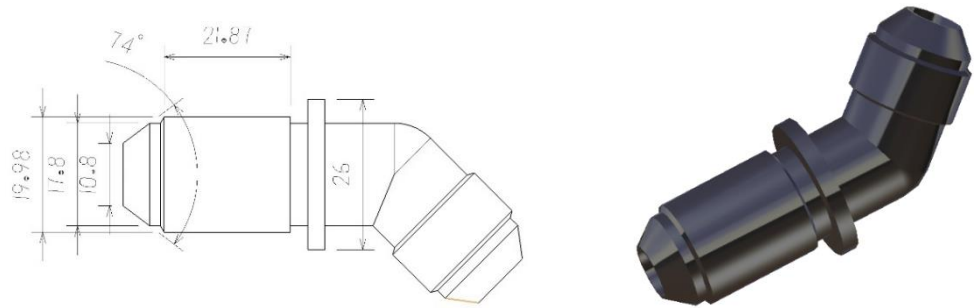


图 2.2 管接头

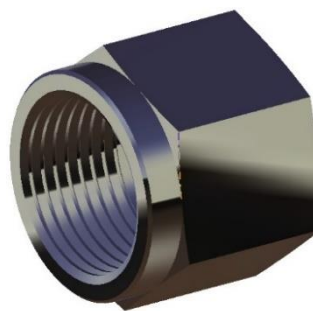
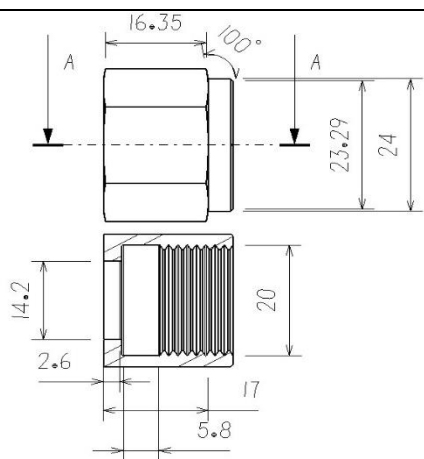


图 2.3 外套螺母

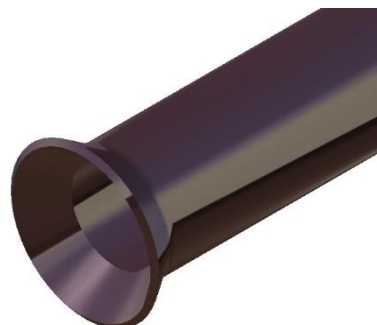
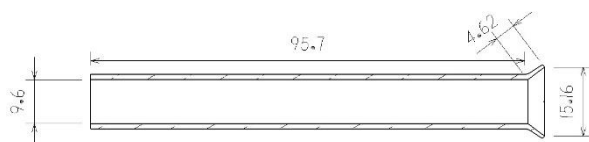


图 2.4 扩口导管

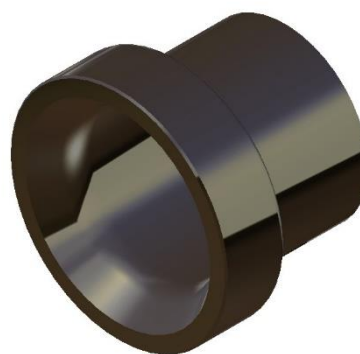
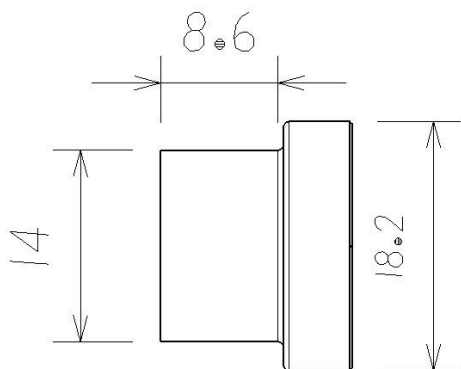


图 2.5 衬套

将管接头的几个主要部件分别完成建模后进行装配, 完整的扩口管接头三维模型如图 2.6 所示:

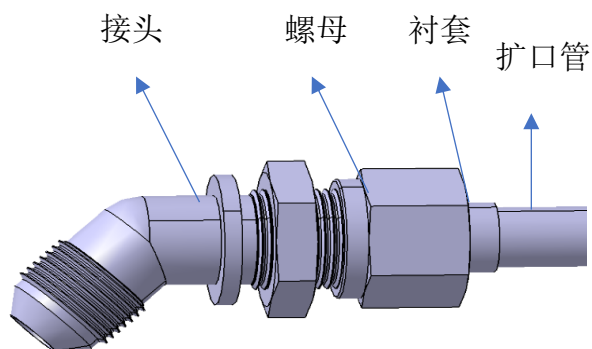


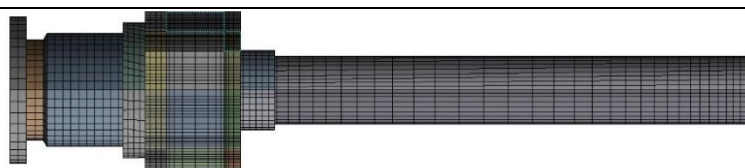
图 2.6 扩口管接头三维模型

2.4 有限元模型建立

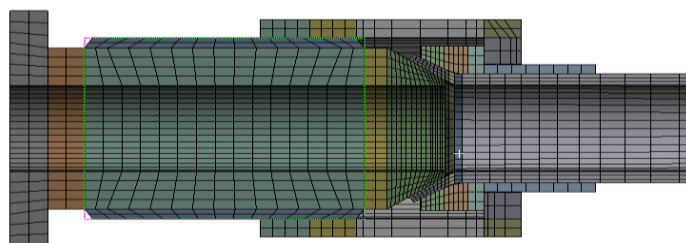
2.4.1 有限元建模及网格划分

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

为了真实模拟管路连接件的结构组成与工作状态, 选择三维实体有限元建模方式。上文已经基于 CATIA 软件完成了 M20X1.5 扩口管路连接件三维模型的建立, 为了提高有限元分析计算的效率与精度, 选择对模型做优化处理, 对扩口导管、管接头、螺纹等部件的圆角以及倒角进行了简化处理; 本文选择计算精度较高的六面体单元对有限元模型进行网格划分, 如图 2.7 所示, 其中图 2.7 (a) 为管路连接件三维实体模型; 图 2.7 (b) 为 1/2 实体模型, 可以清晰观察到连接件内部的结构。



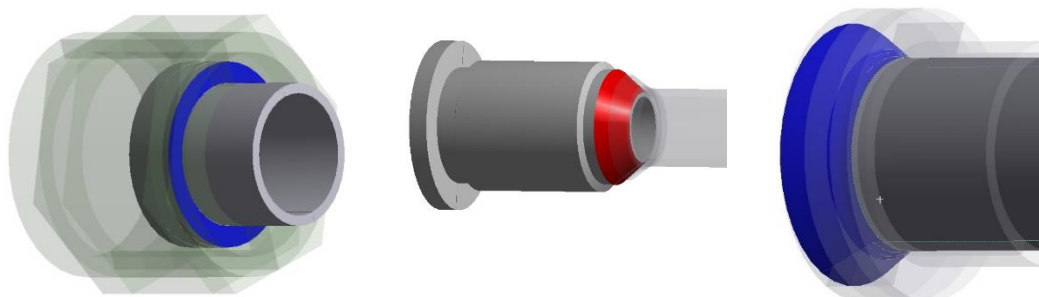
(a) 三维实体有限元模型



(b) 有限元局部模型

图 2.7 有限元模型

管路连接件有限元模型主要有 3 个摩擦接触对，1 号接触对主要是外套螺母底部圆环与衬套的接触；2 号接触对主要是扩导管内锥面与管接头外锥面的接触；3 号接触对主要是扩口管和衬套的接触。



(a) 1 号接触对外套螺母底部圆环与衬套的接触

(b) 2 号接触对扩导管内锥面与管接头外锥面

(c) 3 号接触对扩口管和衬套的接触

图 2.8 扩口式管路连接件接触对建立

2.4.2 预紧力施加方案

根据扩口管路连接件的结构及工作状，可以知道管路连接件主要是由外套螺母的拧紧力矩使扩口导管与管接头发生锥面的相互挤压接触，从而实现管接头的密封效果。然而在 ANSYS 仿真过程中，软件中没有提供拧紧力矩施加功能，所以需要转化为预紧力来模拟预紧载荷。因此，研究预紧力矩与预紧轴向力的转换关系对于管路连接件有限元模型的建立中具有关键作用。

熊影辉等人^[17]对此建立了摩擦接触模型求解此问题。扩口式管接头主要由管接头、螺母、衬套、扩口管 4 个组件构成，如图所示，连接件有六对接触面，分

别为：管接头与螺母之间的螺纹接触面(记为 A_1)，管接头与扩口管之间的锥形接触面(记为 A_2)，扩口管与衬套之间锥形接触面(记为 A_3)，衬套与螺母之间环形接触面(记为 A_4)，衬套与螺母之间的圆柱接触面(记为 A_5)，扩口管和管套之间的圆柱接触面(记为 A_6)。

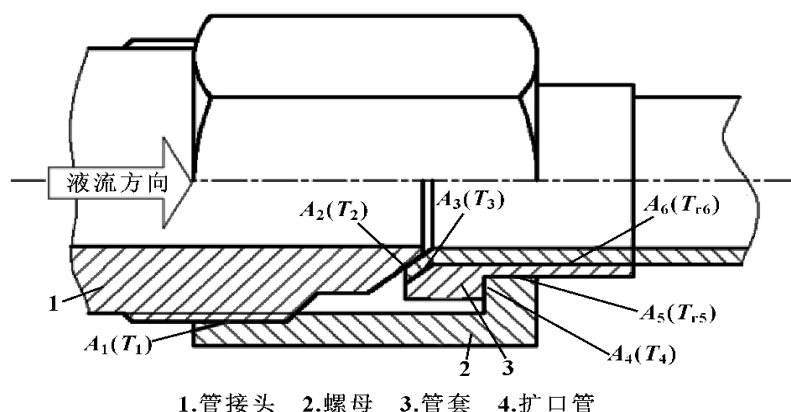


图2.9 预紧力公式

下面给出接触面 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 可提供，的最大静摩擦力矩 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 的理论计算公式。接触面 A_5 和 A_6 为结构中的两对圆柱接触面，对应的最大摩擦力矩分别是 T_{r5} 和 T_{r6} 。 T_{r5} 和 T_{r6} 无法通过公式直接求出，所以不予考虑它们的影响。最大静摩擦力矩 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 的理论计算公式为：

$$T_1 = F \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{\mu_1 r_1}{\cos \beta} \right) \quad (2-1)$$

$$T_2 = F \frac{\mu_2 r_2}{\cos \alpha_2} \quad (2-1)$$

$$T_3 = F \frac{\mu_3 r_3}{\cos \alpha_3} \quad (2-1)$$

$$T_4 = F \mu_4 r_4 \quad (2-1)$$

式中, F 是轴向预紧力; P 为螺纹节距; μ_1 为螺纹面摩擦因数; r_1 为螺纹等效半径; β 为螺纹牙型角的 $1/2$; μ_2 为管接头与扩口管之间的摩擦因数; r_2 为管接头与扩口管锥形接触区域的摩擦等效半径; α_2 为管接头锥头处锥角的 $1/2$; μ_3 为扩口管与管套之间摩擦因数; r_3 为扩口管与管套锥形接触区域的摩擦等效半径; α_3

为管套内锥角的 $1/2$; μ_4 为管套与螺母圆环接触面摩擦因数; r_4 为管套与螺母圆环接触区域的摩擦等效半径。

在拧紧过程中, 只有相对滑动的接触面提供与拧紧力矩 T 相平衡的摩擦力矩。实际装配过程中, 管接头和扩口管的旋转自由度都被固定, 扳手转动螺母实现拧紧。在这种情况下, A_1 面存在相对滑动, A_2 面没有相对滑动, 因此, T_1 是与 T 相平衡的摩擦力矩, T_2 则不是。 T_2 、 T_3 、 T_4 、 T_{r5} 和 T_{r6} 是否为与 T 相平衡的摩擦力矩, 需要讨论以下 2 种情况: (1) A_3 和 A_6 面有相对滑动, A_4 和 A_5 面没有相对滑动; (2) A_4 和 A_5 面存在相对滑动, A_3 和 A_6 面没有相对滑动。由于本文所选用管件不存在 A_5 接触面, 因此只需考虑 T_1 、 T_4 。此时扩口式管接头的扭拉关系公式为

$$T = T_1 + T_4 = F \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{\mu_1 r_1}{\cos \beta} + \mu_4 r_4 \right) \quad (2-5)$$

对于规格为 $M20\text{mm} \times 1.5\text{mm}$ 的 74° 扩口式管接头, P 取值 1.5mm ; r_1 取值 9.5mm ; β 取值 30° ; r_4 取值 8.1mm , 摩擦因数均取值为 0.15 。代入公式计算可得:

$$F = \frac{T}{3.1035 \times 10^{-3}} N \quad (2-6)$$

结合国标《HB 4-1-2002 扩口管路连接件通用规范》, 我们可以求出标准的预紧力为 10.42KN – 13.26KN 。

2.4.3 边界条件和载荷

该模型的边界条件主要有固定约束, 液体内压, 螺栓预紧力, 偏差, 见图 2.10。

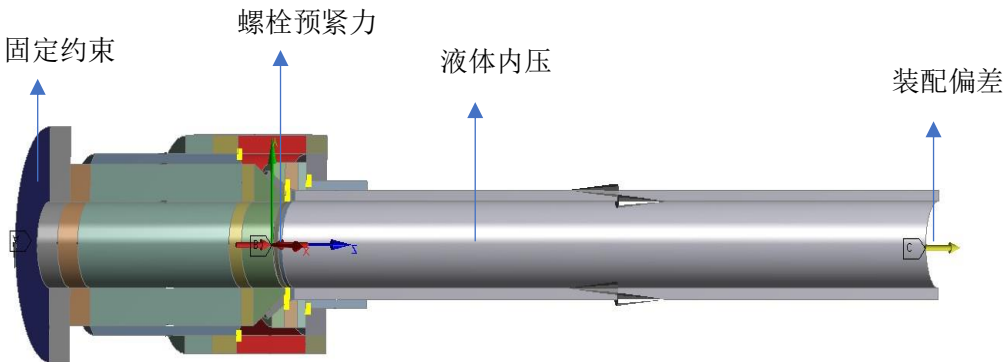
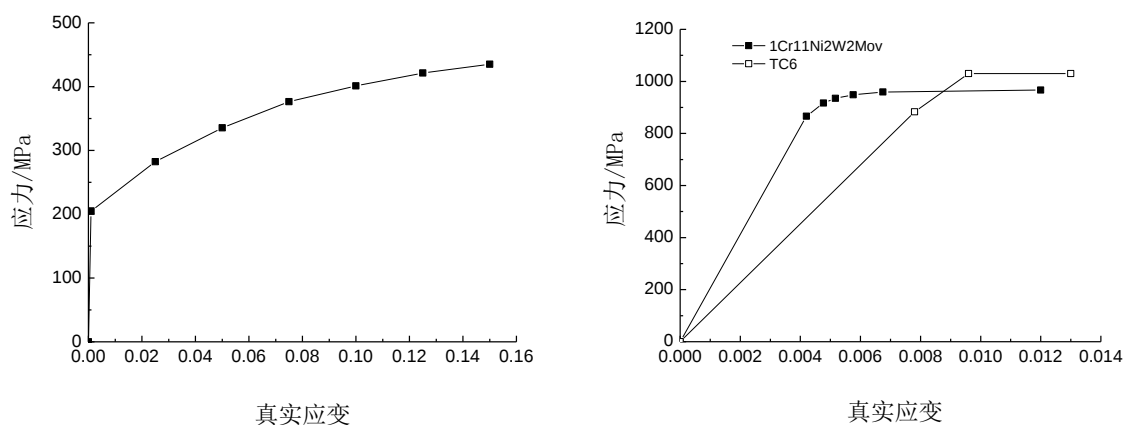


图 2.10 边界条件

为了得到管路连接件在按标准要求预紧状态下的力学特性，需要设置合理的外载荷来模拟管接头实际的工作状态，其中预紧力矩的大小对于计算结果极其重要。上一节已经对预紧力的施加方案作了详尽的阐述，即通过一定的换算公式可以将预紧力矩转化成预紧力导入到有限元仿真中进行计算。根据表 2.3 航空工业标准《HB 4-1-2002 扩口管路连接件通用规范》对试验件装配拧紧程度控制的要求，本文选择的管路连接件导管内径为 10mm，导管材料为 1Cr18Ni9Ti，衬套材料为 1Cr11Ni2W2Mov，螺母与管接头材料为 TC6，符合“导管和连接件全部为钢件”的要求。通过查阅表可以得到导管装配的最大和最小拧紧力矩，分别为 41.15N·m 和 32.35N·m，可以转化成相应大小的预紧力。根据预紧力和拧紧力矩的转化公式，预紧力的大小与接触副材料的摩擦系数具有较大联系。因此，查阅相关的机械设计手册，得到常用材料的摩擦因数如下表所示^[17]。可以发现在无润滑剂的情况下，钢与钢的摩擦系数 u_f 的典型取值为 0.15，，于此时可以由公式（2-1）计算得出连接副的最大和最小预紧轴向力分别为 10.42KN 和 13.26KN，但由实际操作过程中油液可能接触到摩擦面，并且重复装卸可能会磨损密封面镀层导致摩擦系数的改变，因此也要考虑有润滑的情况，取 u_f 为 0.05，由公式（2-1）计算得出连接副的最大和最小预紧轴向力分别为 27.08KN 和 34.45KN。

表 2.5 常用材料的摩擦因数

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



(a) 1Cr18Ni9Ti 真实应力-应变曲线

(b) 1Cr11Ni2W2MoV 和 TC6 真实应力-应变曲线

图 2.12 管道材料的真实应力-应变曲线

2.5 预紧状态下连接件的仿真力学特性

在完成了扩口管路连接件有限元模型的建立以及载荷的施加后,本节主要对管路连接件预紧状态下的力学特性进行仿真分析。经过仿真计算,预紧力达到 16.3kN 时有较为完整的密封环,因此接下来的仿真中皆使用 16.3kN 作为预紧力。管路连接件整体的等效应力分布如图 2.13 所示,可以看出主要存在几个高应力区域:扩口管的内锥面、管接头的外锥面、外套螺母靠衬套端圆倒角以及衬套与管外锥面接触面。

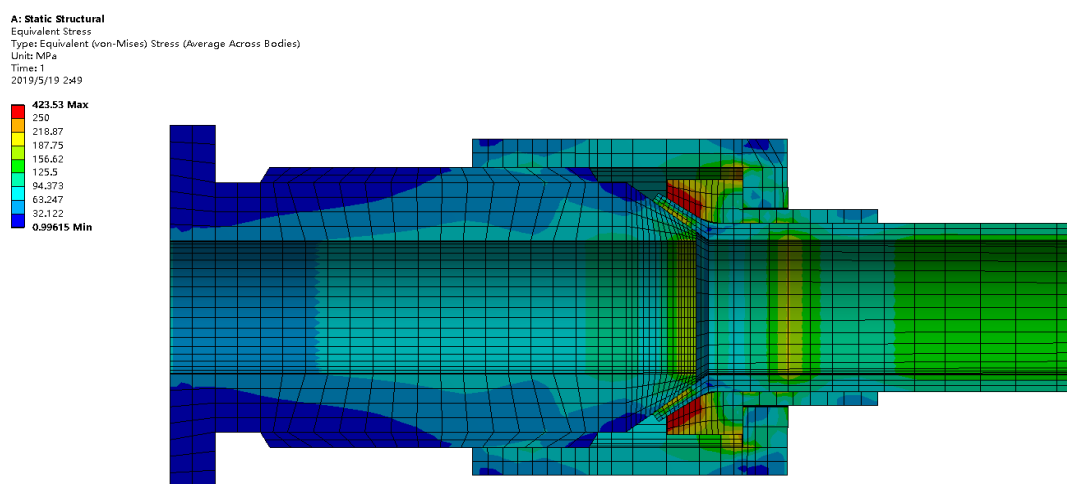


图 2.13 管路连接件整体等效应力分布

图 2.14(a) 和图 2.14(b) 给出了扩口管和衬套等效应力分布图,可以看出扩口管的等效应力基本集中在锥面区域,并且应力值基本都小于材料的强度极限

560MPa，只有衬套的细小边缘出现了应力集中现象，但是实际加工时对于易产生应力集中的部位一般会采用表面预处理强化处理，因此衬套仍处于其承载极限之内，不会发生破坏。

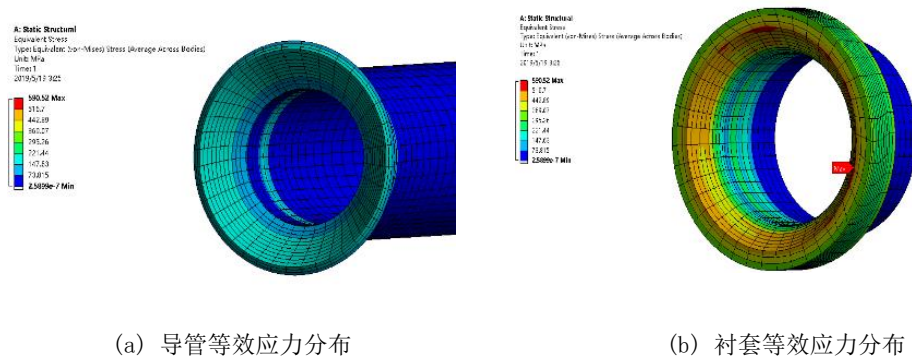


图 2.14 等效应力分布

图 2.15(a) 和图 2.15(b) 分别是管接头和外套螺母的等效应力分布云图，可以看出：直通管接头的等效应力主要集中在锥面区域，因为该区域会与扩口导管发生挤压接触，因此应力较大；外套螺母的高应力区域主要分布圆倒角处。管接头与外套螺母均采用强度较高的钛合金材料 TC6，从图中可以发现最大等效应力均小于材料的强度极限 1060MPa，说明在给定的拧紧力矩下能够有效地使管路连接件达到密封状态而不超过其承载极限。

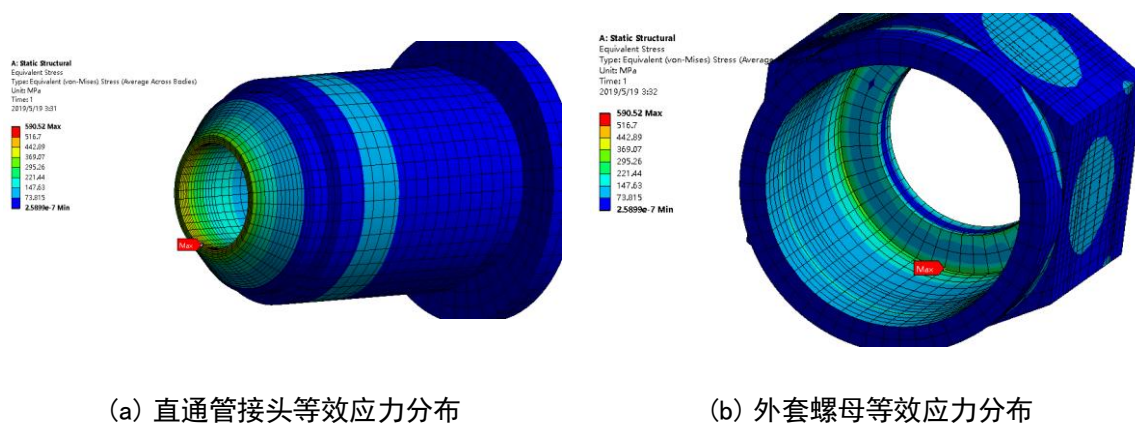


图 2.15 等效应力分布

第三章 装配应力对密封性能影响的仿真分析

3.1 密封区域接触参量的提取方法

根据表 2.5 可知扩口管的屈服极限为 205MPa，因此通过提取密封区域的塑性变形区域的面积就可以得到密封环图像、平均压应力，借此就可以判断管路连接件的密封性能。本文使用 ANSYS APDL 的命令流实现上述的提取功能，具体流程如下图所示：

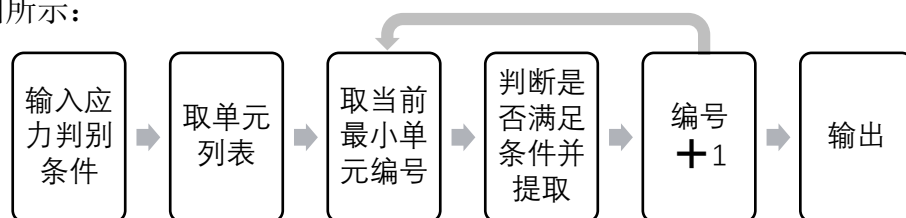


图 3.1 提取流程图

3.2 摩擦系数对密封性能的影响分析

根据上文分析，接触面的粗糙度对密封性能具有影响，，因此有限元软件中引入摩擦系数来考虑表面形貌特征的影响。根据常用材料的摩擦系数表，钢与钢之间的摩擦系数在有润滑时大概在 0.05-0.1，在无润滑时最大将达到 0.2。因此，为了充分考虑摩擦系数的影响，选择的摩擦系数范围为 0-0.3，拧紧力矩为 32.35 N•m，研究在一定拧紧力矩下摩擦系数对管路连接件密封性能的影响。此处定义密封环面积为接头和扩口管接触面压应力大于 205MPa 的面积，密封环平均应力为接头和扩口管接触面压应力大于 205MPa 部分的平均值。根据式 2-1 可以推出关于预紧力和摩擦系数的关系式 $F = 32.35 \times 10^3 / (0.24 + 1.732\mu_1 + 8.1\mu_4) N$ ，通过该式可以求得如图 3.2 的结果。

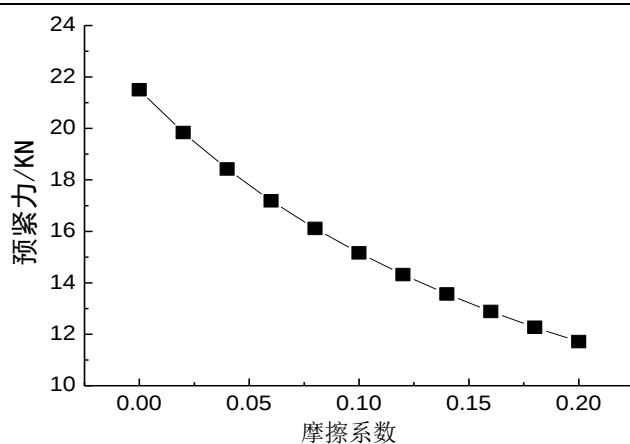


图 3.2 预紧轴向力随摩擦系数变化曲线

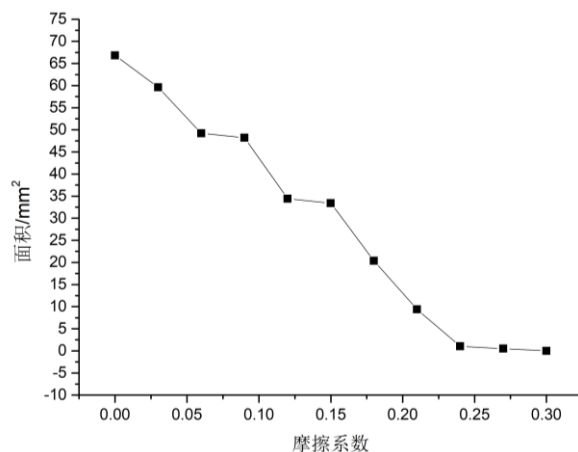


图 3.3 密封环面积随摩擦系数变化曲线

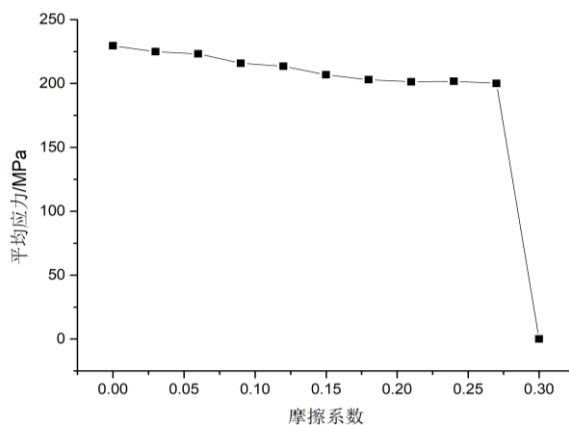


图 3.4 密封环平均应力随摩擦系数变化曲线

由图 3.3 图 3.4 可以出，接触面摩擦系数越小，密封效果越好，因为摩擦系数越小，预紧力就越大。而当摩擦系数达到 0.24 时，密封环面积下降到 0，密封作用失效。

3.3 预紧力对密封性能的影响分析

本节仿真设置 10 组，预紧力从 13000N 至 23000N，仿真结果为图 3.5 所示：

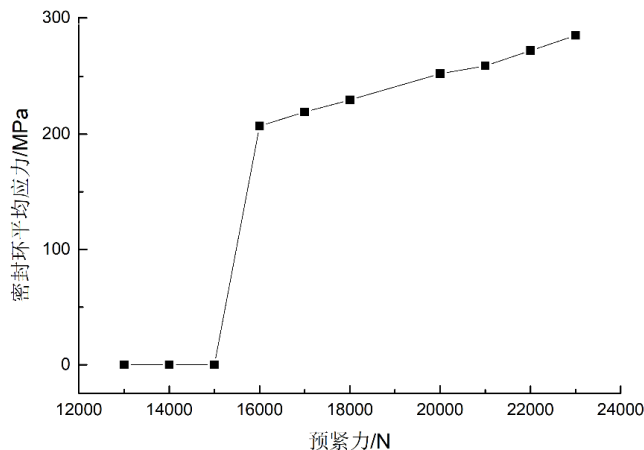


图 3.5 密封环面积随预紧力变化曲线

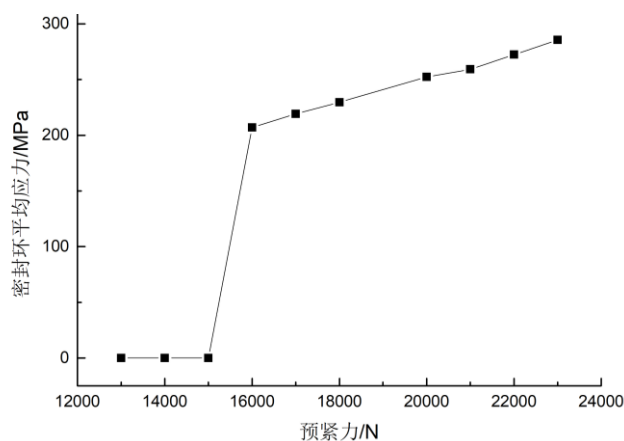


图 3.6 密封环平均应力随预紧力变化曲线

可以从图 3.7 看出预紧力达到 16000N 时才出现密封面压应力达到 205MPa 的情况，但是预紧力 16000N 时的密封环仍不完整。继续加大预紧力至 16.3KN，此时密封环连续且完整，达到要求因此接下来的仿真分析中皆使用 16.3KN 作为预紧力。

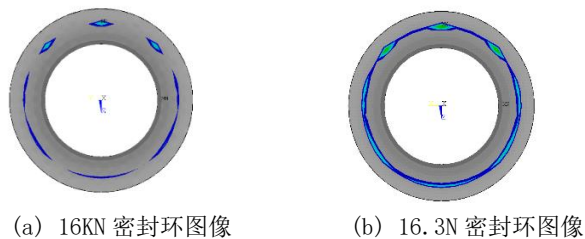


图 3.7 16KN 密封环图像

3.4 轴向偏差对密封性能的影响分析

国标规定，每 100 毫米管长的径向偏差不得超过 0.3mm，本实验为了更好探寻装配偏差对于管道密封的影响规律，设置偏差最大为 0.5，分为正负 20 组进行仿真，正偏差为压缩连接件，负偏差为拉伸连接件。在 ANSYS 软件中我们在导管的非密封端面添加一个轴向位移用来模拟轴向偏差，如图 3.8 所示：

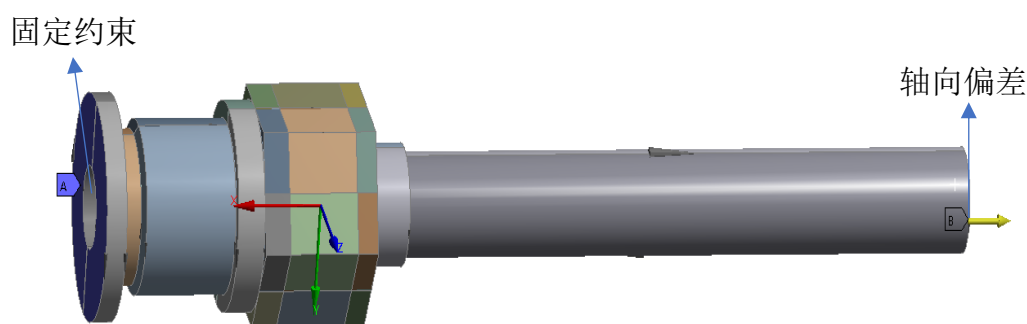


图 3.8 轴向偏差施加方法

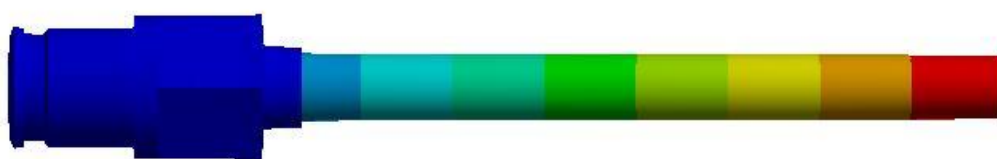
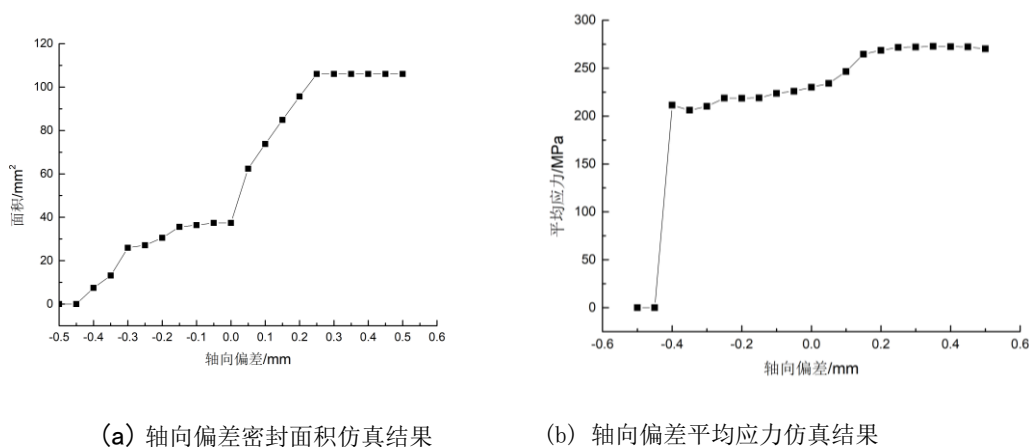


图 3.9 轴向偏差

仿真结果如图 3.10、图 3.11 所示：



(a) 轴向偏差密封面积仿真结果

(b) 轴向偏差平均应力仿真结果

图 3.10 轴向偏差平仿真结果

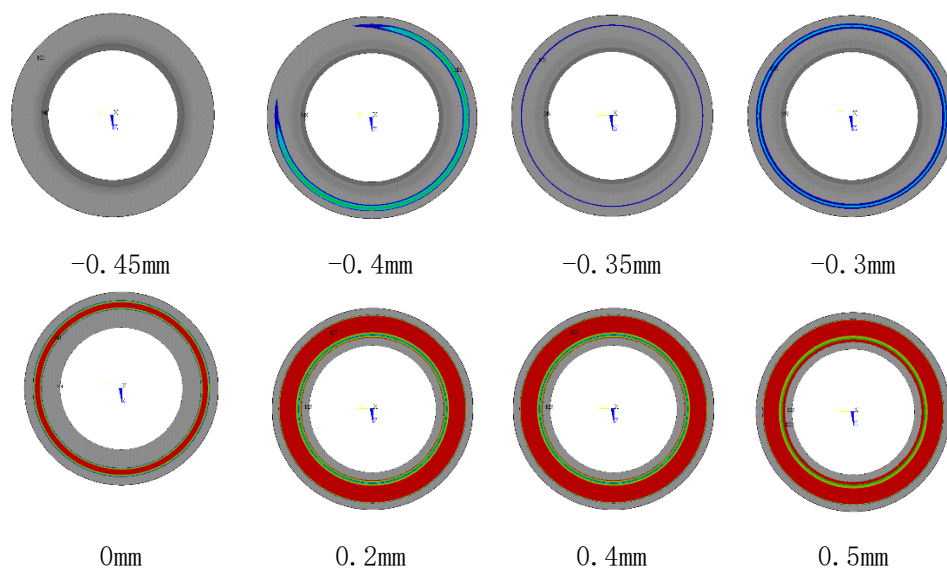


图 3.11 轴向偏差密封环

由图 3.11 我们可以清晰的看出，当施加负偏差时，密封效果变弱，在偏差为 -0.4mm 时密封环出现断裂， -0.45 时密封环完全消失，而正偏差越大，密封环面积和密封环平均用力均增大。因此，经过结果对比，负偏差对于管道密封性能的影响较大。

3.5 径向偏差对密封性能的影响分析

国标规定，每 100 毫米管长的径向偏差不得超过 0.3mm ，本实验为了更好探寻装配偏差对于管道密封的影响规律，设置偏差最大为 0.5 ，分为 10 组进行仿真，。在 ANSYS 软件中我们在导管的非密封端面添加一个径向位移用来模拟径向偏差，如下图所示：

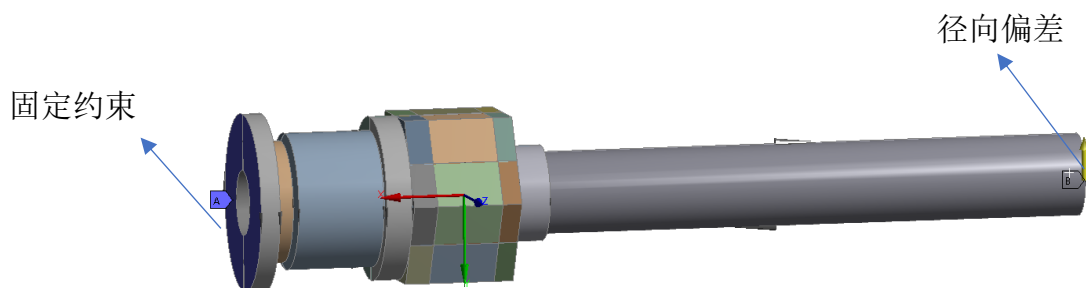


图 3.12 径向偏差施加方法

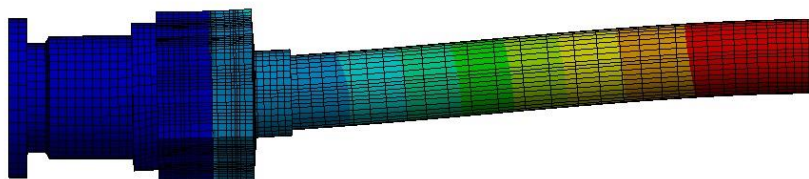
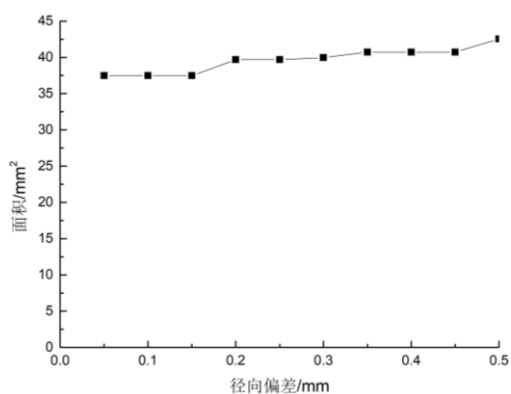
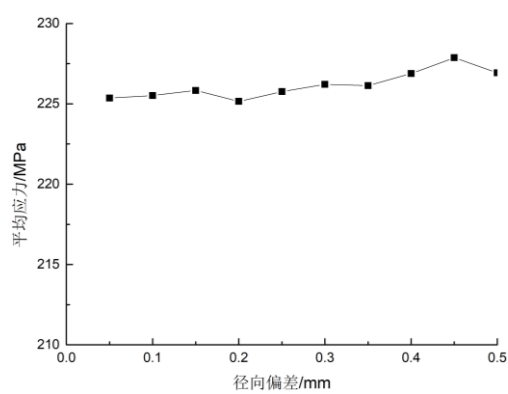


图 3.13 径向偏差

仿真结果图 3.14 所示：



(a) 径向偏差密封环仿真结果



(b) 径向偏差密封平均应力仿真结果

图 3.14 径向偏差仿真结果

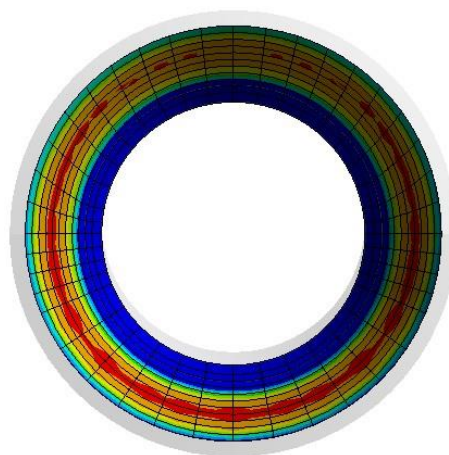


图 3.15 径向偏差为 0.5mm 时的密封环图像

从图 3.15 可以看出，径向偏差对于密封性能影响较小，但是会形成应力集中，可能会造成结构破坏，但是在本次仿真中，径向偏差达到 0.5 时，各部件最

大应力均未超出强度极限，因此实际工况中只要在标准偏差 0.3mm 范围内出现结构破坏的可能性较小。

3.6 角度偏差对密封性能的影响分析

国标规定，管路连接处角度偏差不得超过 2° ，本实验为了更好探寻装配偏差对于管道密封的影响规律，设置偏差最大为 10° ，分为 10 组进行仿真。在 ANSYS 软件中我们在导管的非密封端面添加一个远端角度位移用来模拟径向偏差，如下图所示：

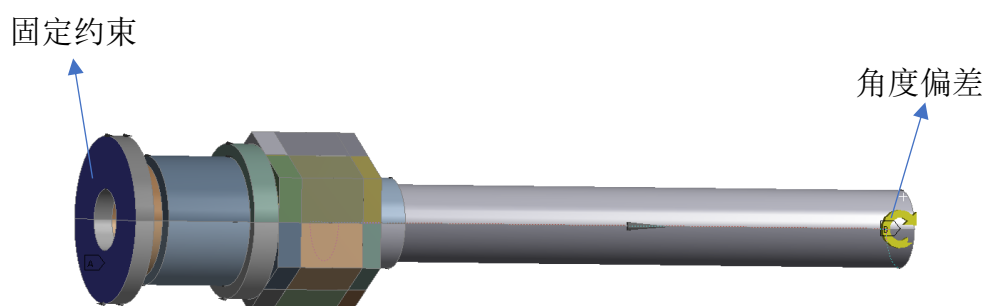


图 3.16 角度偏差施加方法

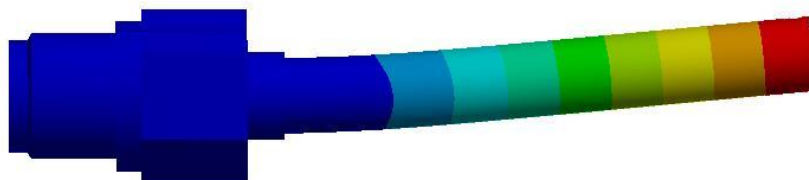


图 3.17 角度偏差

仿真结果如图 3.18 所示：

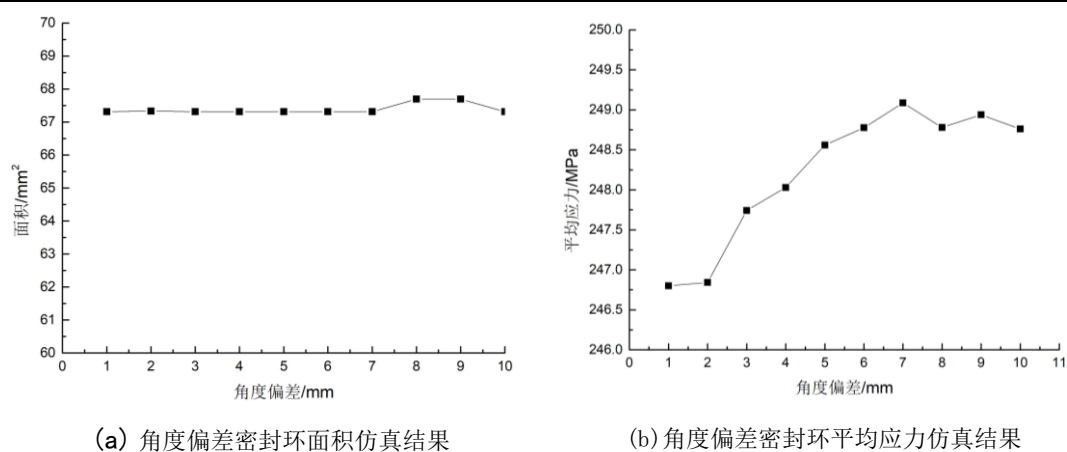


图 3.18 角度偏差仿真结果

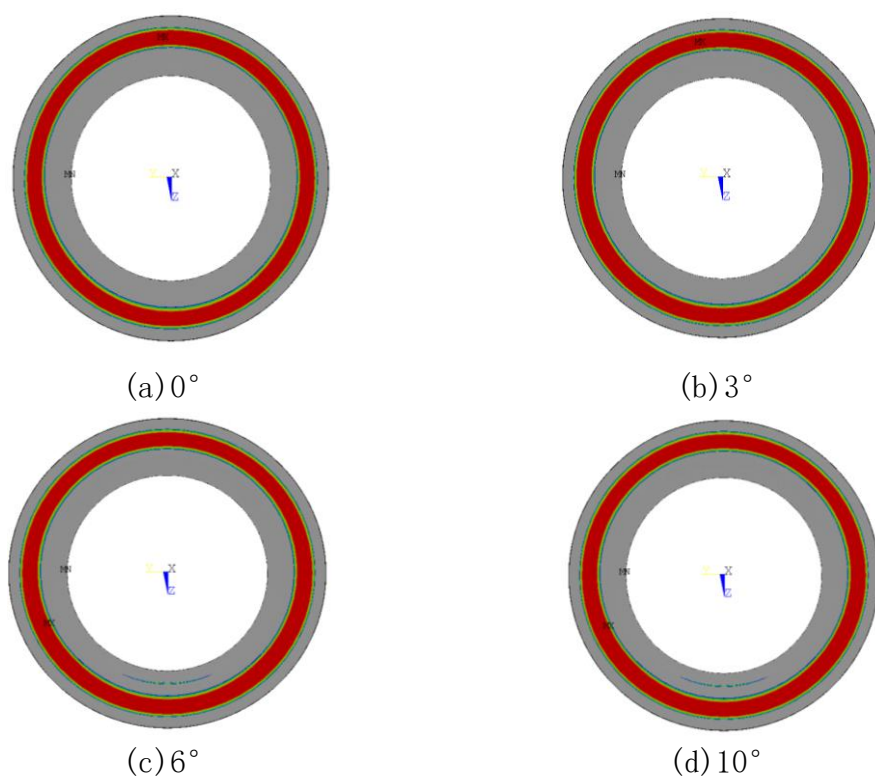
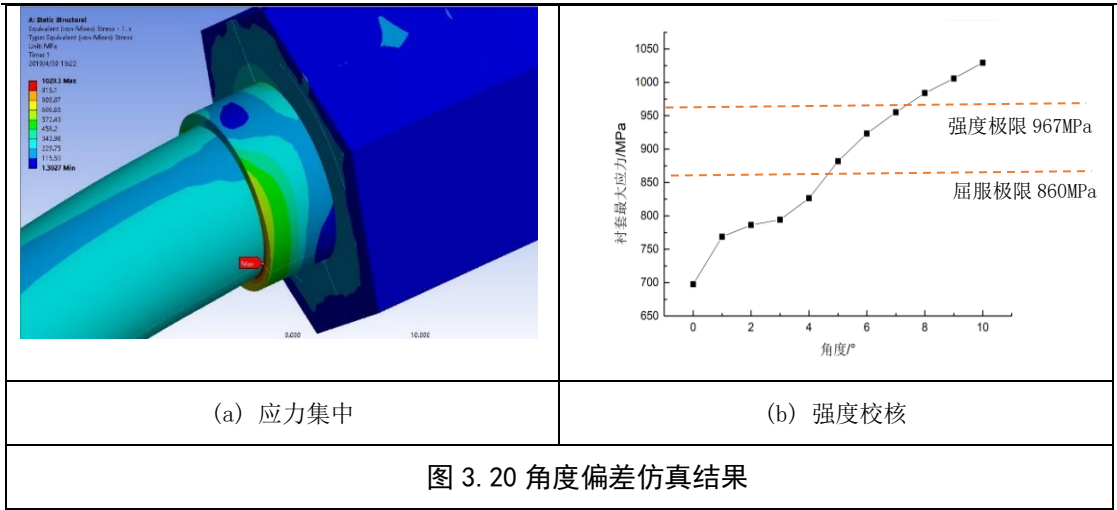


图 3.19 角度偏差密封环仿真图像

由图 3.18、图 3.19 数据中可以看出，角度偏差对于密封性能影响较小，但是根据密封环图像显示会形成应力集中，可能会造成结构破坏，



当角度偏差超过 5° 时，衬套将会达到屈服极限，发生塑性变形；当角度偏差超过 6° 时，衬套将会达到强度极限，发生结构破坏。但是标准规定角度偏差不得大于 2°，因此实际工况中只要在标准偏差 2° 范围内出现结构破坏的可能性较小。

3.7 本章小结

本章基于ANSYS软件对于各种装配偏差对管道连接件的影响展开了计算分析，收集并整理相关数据后，可以得到以下结论：

- （1）本章基于材料力学的原理研究了管路连接件的密封原理和性能，提出了有效密封的条件，并在ANSYS编写了提取密封环的命令流代码。
- （2）考虑到连接件表面质量和粗糙度的影响，研究了摩擦系数对密封性能的影响规律：同一拧紧力矩下，摩擦系数的增大，螺母产生的轴向预紧力减小，密封性能也随之降低。
- （3）研究了预紧力对密封性能的影响规律：在一定范围内，随着预紧力的增大，管路连接件的密封性能也增大，但拧紧力矩超过某一极限值，管路连接件上的最大应力将超过结构材料的强度极限，管路可能发生破坏而导致泄漏。
- （4）仿真分析了几种常见的装配偏差对密封性能的影响。其中，角度偏差和径向偏差对于管道密封性能影响较小，但是会使管路连接件的部分区域产生较大的装配应力，使管路连接件产生破坏。

(5) 轴向偏差主要有两个方向，当扩口导管偏离管接头时，随着偏差值的增大，密封性能将会降低；当扩口导管偏向管接头时，随着偏差值的增大，密封性能将会增强，但此时管路连接件将承受较大的装配应力，可能超过承载极限而发生破坏并泄露。

第四章 管路装偏差配实验

4.1 实验设置与设备

依据《国标HB 4-1-2002》规定，耐压试验应按规定拧紧后，以2倍工作压力进行试验，至少保持5min，应无渗漏和破坏。为了更加精确的进行实验并探寻规律，本次实验采用2倍（56MPa）和3倍（84MPa）工作压力，保持20min不渗漏和破坏。

为了模拟导管的实际安装情况，设计制造了管道安装应力检测试验台，如下图所示。该试验台底座，管接头夹具，装配偏差调节夹具，实验件组成，并由活动螺栓锁定在试验平台上。在进行安装应力调节时时，将相应偏差夹具下的实验主要通过对导管施加各种强迫偏差来模拟实际工况中存在的装配偏差问题。

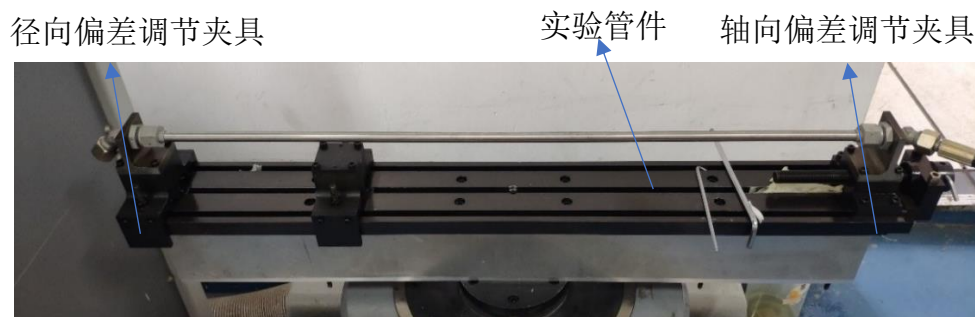
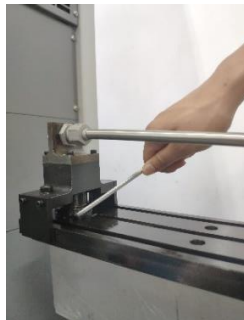


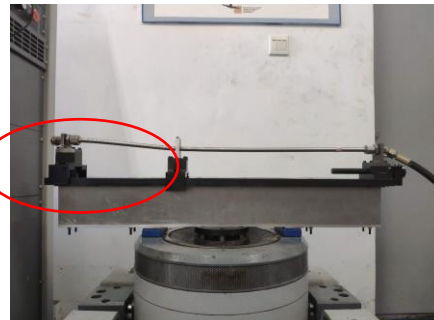
图 4.1 偏差试验台



(a) 调节轴向偏差



(b) 调节径向偏差



(c) 径向偏差

图 4.2 使用偏差旋钮调节偏差

然后通过力矩扳手给外套螺母和锁紧螺母施加拧紧力矩，并用手动液压泵给管道施加需要的压力。



(a) 力矩扳手



(b) 液压泵

图 4.3 力矩扳手和手动液压泵

4.2 拧紧力矩对密封性影响实验

实验中，逐步添加拧紧力矩直至完全密封。实验中管道连接件密封处出现明显液滴则为泄露，没有液滴但是螺母与管接头螺母上有油渍则为渗漏，没有上述现象则为密封。实验中记录了相应数据，经过两套连接件在两种不同工作压力下的实验得到如下结果：

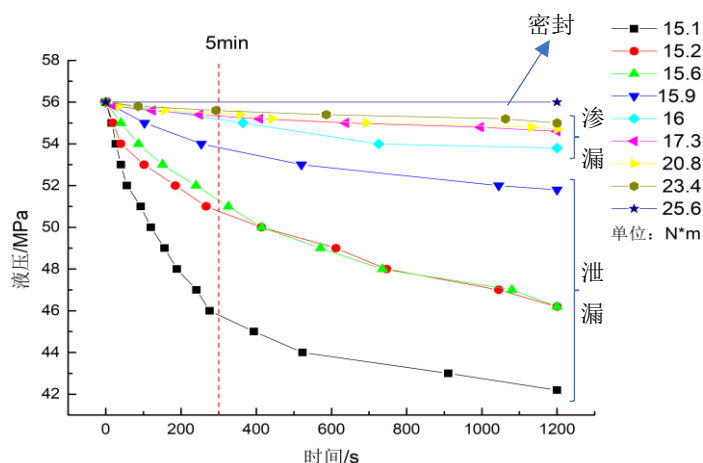


图 4.4 1 号管 2 倍工作压力下压力曲线图

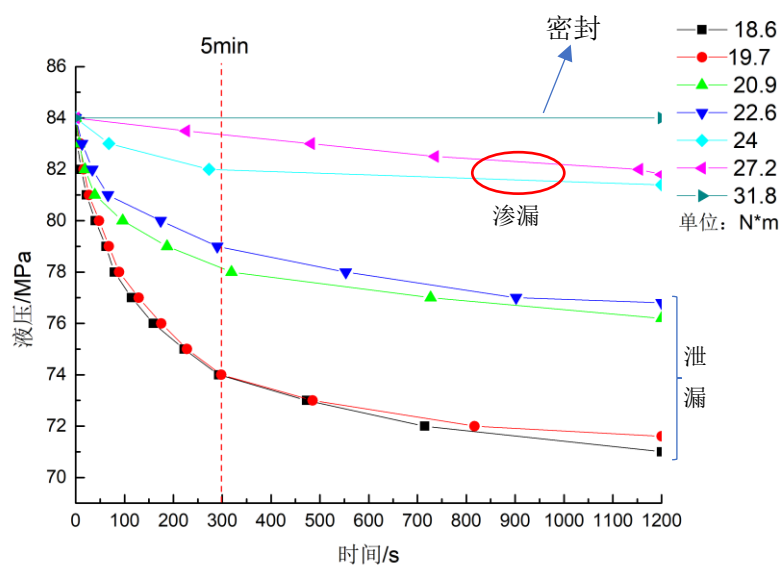


图 4.5 1 号管 3 倍工作压力下压力曲线图

从实验数据可以得到，1号管在两倍工作压力的工作状态下时，拧紧力矩为15.1KN-15.9KN时发生泄漏，拧紧力矩为16KN-23.4KN时发生渗漏，而拧紧力矩达到25.6KN时则实现密封。1号管在三倍工作压力的工作状态下时，拧紧力矩为18.6KN-22.6KN时发生泄漏，拧紧力矩为24KN-27.2KN时发生渗漏，而拧紧力矩达到31.8KN时则实现密封。

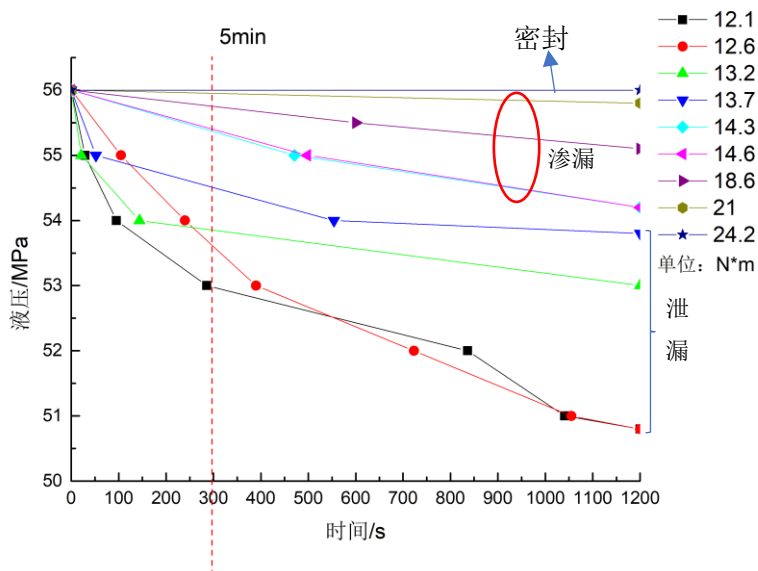


图 4.6 2 号管 2 倍工作压力下压力曲线图

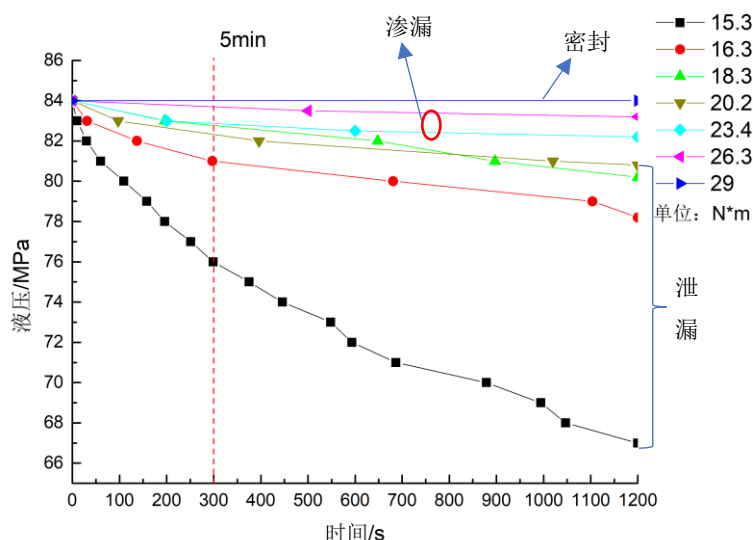


图 4.7 2 号管 3 倍工作压力下压力曲线图

从2号管实验数据可以看出，2号管在两倍工作压力的工作状态下时，拧紧力矩为12.1KN-13.7KN时发生泄漏，拧紧力矩为14.3KN-21KN时发生渗漏，而拧紧力矩达到24.2KN时则实现密封。在三倍工作压力的工作状态下时，拧紧力矩为15.3KN-20.2KN时发生泄漏，拧紧力矩为23.4KN-26.3KN时发生渗漏，而拧紧力矩达到29KN时则实现密封。

实验数据表明在没有达到标准要求的32.35 N·m拧紧力矩的情况下就已经达到密封效果，以拧紧力矩最小的2号管为例，拧紧力矩达到24.2 N·m时就已经达到密封，这是因为：

- (1) 实际操作过程中油液可能接触到摩擦面并使其润滑；
- (2) 重复装卸可能会磨损密封面镀层导致摩擦系数的改变；
- (3) 加工管子时存在误差会导致应力集中。

因此 u_f 的取值可以为0.05-0.01，这就说明24.2N·m拧紧力矩最高可以产生20.26KN的预紧力，其实际产生的预紧力是可以达到16.3KN的，这与仿真中的结果基本吻合。

4.3 轴向装配偏差实验

因为根据仿真数据可知正偏差对于管道连接件密封性能影响较小，所以本次

实验仅测试负偏差对于管道连接件密封性能影响。实验中在无偏差的情况下逐渐加大拧紧力矩直至密封，记录下相应数据，然后再逐渐添加轴向偏差直至发生渗漏，接着逐步加大拧紧力矩使其再次密封，并记录数据，如此循环往复经过8套连接件在两倍工作压力（56MPa）下的实验得到如下数据：

表 4.1 轴向偏差数据

	轴向负偏差（mm）	不泄露时的拧紧力矩 N•m
1 号管	0	31.7
	0.40625	58
	0.6	58
2 号管	0	33.6
	0.40625	52.5
	0.6	57.2
3 号管	0	25.6
	0.28125	51.2
	0.75	53.8
4 号管	0	22.3
	0.46875	51.8
	0.71875	53.2
	0.75	55.4
5 号管	0	18.1
	0.46875	33.8
	0.53125	38.8
	0.75	38.8
6 号管	0	23.2
	0.21875	35.2
	0.28125	45.5
	0.375	52.4
	0.4375	54.3
	0.46875	56
	0.65625	61.3
	0.75	63.8
7 号管	0	17.5
	0.75	17.5
8 号管	0	18.5
	0.0625	37.4
	0.5	41.6
	0.59375	43.2
	0.75	43.2

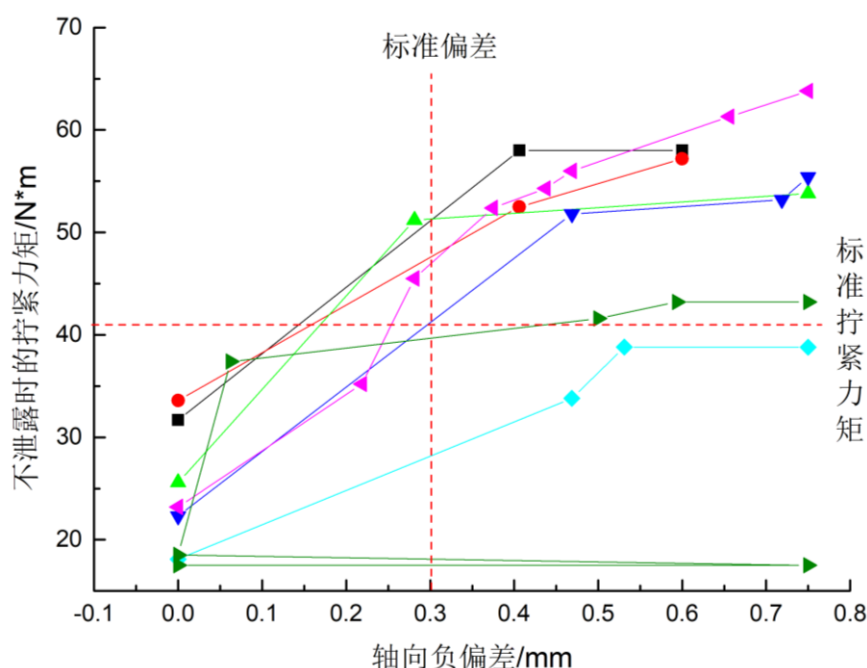


图 4.8 轴向偏差实验

从实验数据可以看出在负偏差达到0.41左右时管路连接件开始出现渗漏，这与仿真结果中的轴向偏差达到-0.4mm时密封环断裂的结果基本吻合。

因此只要在标准要求的0.3mm偏差范围内进行安装，并且拧紧力矩达到标准要求的32.35N·m，就基本不会出现泄漏。实验中出现了一些很小拧紧力矩就能达到密封效果的情况，但在把它拆下来的时候所需的剩余拧紧力矩却和拧紧时较大力矩的剩余力矩相近。而这种情况多发生在多发生在实验中出现拧紧力矩过大而没有达到密封效果后，把螺母拧松，重新润滑并清洁接触面之后，此时连接件接触面摩擦系数降低，且各部件存在变形有产生应力集中的可能性，因此会产生上述现象。

4.4 径向装配偏差实验

因为根据仿真数据可知在标准范围内以及稍微高于标准的径向偏差对于管道连接件密封性能影响较小，所以本次实验采用10倍标准的径向偏差测试其对于管道连接件密封性能影响。实验中在无偏差的情况下逐渐加大拧紧力矩直至密封，记录下相应数据，然后再逐渐添加径向偏差直至发生渗漏，接着逐步加大拧紧力矩使其再次密封，并记录数据，经过4套连接件在两倍工作压力（56MPa）下的实

验得到如下数据：

表 4.2 径向偏差实验数据

	径向偏差（mm）	不泄露时的拧紧力矩 N•m
1 号管	0	21
	0.67	24.4
	1.11	41.7
	3	41.7
2 号管	0	20
	1.43	54.7
	3	63
3 号管	0	18
	3	18
4 号管	0	55
	3	55

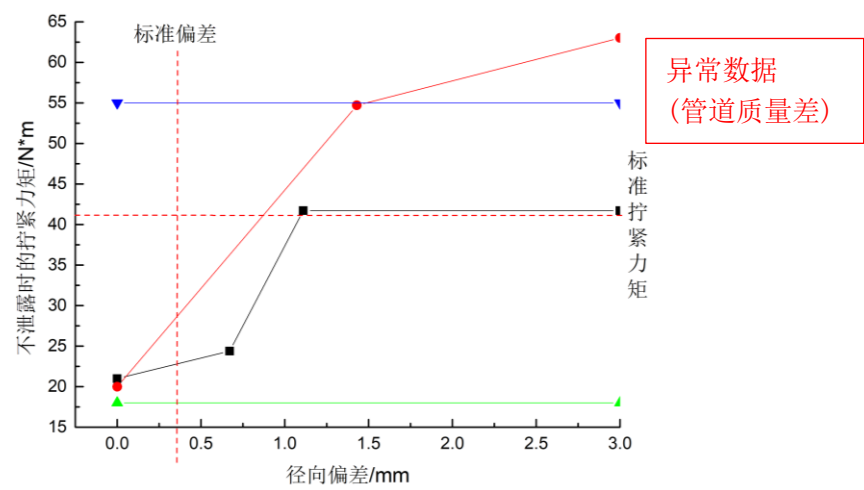


图 4.9 径向偏差实验

从实验数据可以看出在偏差达到0.67mm左右时管路连接件开始出现渗漏，这与仿真结果中的径向偏差达到0.5mm时密封环依然完好的结果基本吻合，因此只要在标准要求的0.3mm偏差范围内进行安装，并且拧紧力矩达到标准要求的32.35N•m，就基本不会出现泄漏。而出现较小拧紧力矩就能达到密封效果的原因在上文中已做论述。

4.5 本章小结

经过对拧紧力矩、轴向偏差、径向偏差的实验研究我们得到了一些数据，结合本文第三章的仿真数据，我们总结出了以下几个规律和结论：

（1）实际操作过程中油液可能接触到摩擦面，并且重复装卸可能会磨损密封面镀层导致摩擦系数的改变，这就说明 $24.2\text{N}\cdot\text{m}$ 拧紧力矩实际产生的预紧力是可以达到 16.3KN 的，这与仿真中的结果基本吻合。

（2）轴向负偏差达到 0.41 左右时管路连接件才开始出现渗漏，这与仿真结果中的轴向偏差达到 -0.4mm 时密封环断裂的结果基本吻合，因此只要在标准要求的 0.3mm 偏差范围内进行安装，并且拧紧力矩达到标准要求的 $32.35\text{N}\cdot\text{m}$ ，就基本不会出现泄漏。

（3）径向偏差达到 0.67mm 左右时管路连接件开始出现渗漏，这与仿真结果中的径向偏差达到 0.5mm 时密封环依然完好的结果基本吻合，因此只要在标准要求的 0.3mm 偏差范围内进行安装，并且拧紧力矩达到标准要求的 $32.35\text{N}\cdot\text{m}$ ，就基本不会出现泄漏。

（4）实验中出现了异常拧紧力矩，而这种情况多发生在多发生在实验中经过反复装卸的多次使用的连接件上，这是由于其经过反复使用，产生的污物和铁屑造成摩擦系数增大，导致较大拧紧力矩才能产生达到密封的预紧力。

第五章 结论及展望

本文主要研究了飞机管路连接件装配偏差导致的初始应力对密封性能的影响，通过仿真分析与实验对比探寻密封的规律，总结处理在管道装配过程的如下几个结论

(1) 管道装配过程中轴向负偏差对于管道密封性能影响较大，应尽量避免此类偏差；

(2) 径向偏差对于密封性能影响较小，但是会形成应力集中，可能会造成结构破坏，应当校核部件结构强度；

(3) 角度偏差对于密封性能影响较小，但是会形成应力集中，可能会造成结构破坏，应当校核部件结构强度；

(4) 出现了异常拧紧力矩，应校核其剩余力矩并清洁润滑连接件；

但本文仍有不少问题需要进一步的研究和解决，比如：

(1) 本文研究的管路连接件较为简单，然而实际飞机管路系统结构更加复杂，因此需要针对实际液压管路获取大量的测试数据，完成实验的优化与改进，进一步提高安装应力检测的准确性与规范性；

(2) 在采集到足够多的数据后并找到稳定的规律后，可以结合ANSYS编写专门应用于管道装配偏差初始应力的软件，并用到实际工程和生产中去。

参考文献

- [1] 张洪武, 廖爱华, 吴昌华. 压气机过盈配合的弹塑性有摩擦接触的研究[J]. 工程力学, 2007, (01):186-192+177.
- [2] 傅国如, 陈荣, 吕凤军, 李松航. 发动机燃油供油导管断裂失效分析[J]. 失效分析与预防, 2007, (01):29-33.
- [3] 王晶, 陈果, 郑其辉, 罗云, 侯民利, 蒲柳. 飞机液压管道初始装配应力仿真[J]. 航空计算技术, (06):54-57.
- [4] Zhao H, Lz-H, Kuallgz-B. The virtual contact loading method for elastic ccontact Problems[J]. Communication in Numerical Methods in Engineering, 1993, 9:455-461.
- [5] 戚刚, 吴昌华, 张南林. 增压器涡轮叶片和轮盘组装结构的三维接触精细有限元分析[J]. 中国造船, 2000, (03):71-75.
- [6] 蔡中义, 李明哲, 李广权. 金属成形数值模拟中的接触单元法[J]. 中国机械工程, 2000(08):99-101+5.
- [7] Zhao H, Lz-H, Kuallgz-B. The virtual contact loading method for elastic contact Problems. Communication in Numerical Methods in Engineering [J], 1993, 9:455-461.
- [8] 李会勋, 胡迎春, 张建中. 利用 ANSYS 模拟螺栓预紧力的研究[J]. 山东科技大学学报(自然科学版), 2006(01):57-59.
- [9] 朱玉琴. 猪尾管的应力分析及计算[J]. 石油化工设备, 1985, (12):13-18.
- [10] 王晶, 陈果, 郑其辉, 罗云, 侯民利, 蒲柳. 飞机液压管道初始装配应力仿真[J]. 航空计算技术, 2012, 42(06):54-57.
- [11] 程小勇, 陈果, 刘明华, 郑其辉, 罗云, 侯民利, 蒲柳. 初始安装应力对管道固有频率的影响分析及试验验证[J]. 中国机械工程, 2015, 26(04):512-517.
- [12] 李松梅, 刘建华, 孙忠志, 等. 模拟服役环境中航空导管连接件耐蚀性能研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2005, 31(4):430-433
- [13] Perez-Rafols F, Larsson R, Almqvist A. Modelling of leakage on metal-to-metal seals[J]. Tribology International, 2016, 94: 421-427.
- [14] 欧阳小平, 方旭, 朱莹, 王锴, 杨华勇. 航空液压管接头综述[J]. 中国机械工程, 2015, 26(16):2262-2271.
- [15] 王振兴, 邱明星, 王建军. 拉伸载荷下管路连接副的密封性分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(8): 1866- 1870.
- [16] 曹增强, 林水福. 管接头拧紧力矩系数的影响因数研究[J]. 航空制造技术, 1994(4).
- [17] 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(2): 9-13.
- [18] 《飞机设计手册》总编委会. 飞机设计手册第 2 册:标准和标准件[M]. 北京:航空工业出

版社, 2005.

[19] 闻邦春. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.

[20] Murtagian GR, Fanelli V, Vilasante JA, et al. Sealability of Stationary Metal-to-Metal Seals[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(3): 591-596.

致 谢

光阴似箭，转瞬即逝。四年前心怀航空报国梦想来到南航，踌躇满志，整装待发；如今即将毕业升学，未来可期。在本科论文即将完成之际，首先必须感谢我的导师陈果教授。陈老师治学一丝不苟，学识丰富，懂得循循善诱，孜孜不倦，时常忙碌于教研室和实验室之间给予学生知道，无论是研究生还是本科生，陈老师都不吝赐教，认真负责的帮助我解决碰到的问题，谨向陈老师表达我最诚挚的敬意和最衷心的感谢！

效法羲和驭天马，志在长空牧群星。感谢南航，感谢民航学院，感谢学校老师给予我生活和学习上的帮助。很荣幸能够在南航完成本科学习，在接下来的研究生学习中我会更加努力，为母校奉献！

再者，感谢带我毕业设计的研究生学长张旭和张杰毅的鼓励和指导，在此，向我的所有在我学业上生活中帮助过我的同学致以最诚挚的祝福和感激。

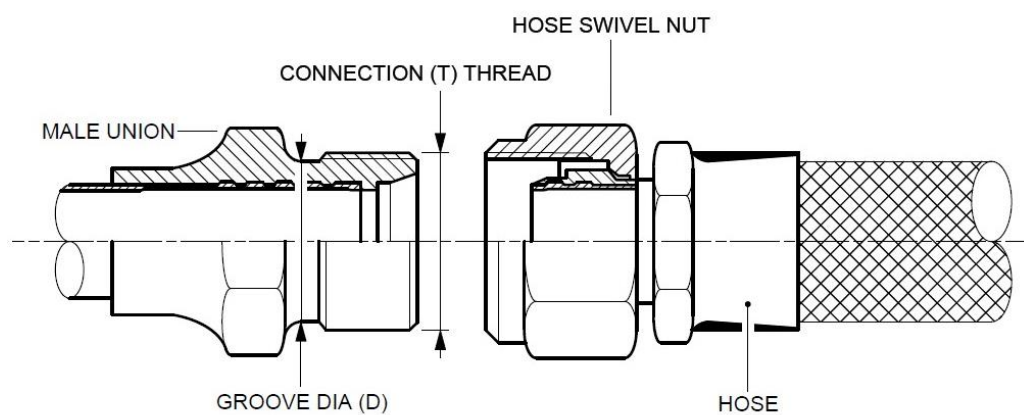
然后，感谢父母多年的养育之恩，我要向我的父母和亲人表达最衷心的感谢和祝福。

最后，向百忙之中审阅我论文的老师表达最衷心的感谢，谢谢你们的评和指导！

附 录

1. 空客标准

(1) 关于飞机管道装配力矩标准



TYPICAL MALE UNION:
THE CONNECTION (T) THREAD GIVES THE CONNECTION SIZE CODE.

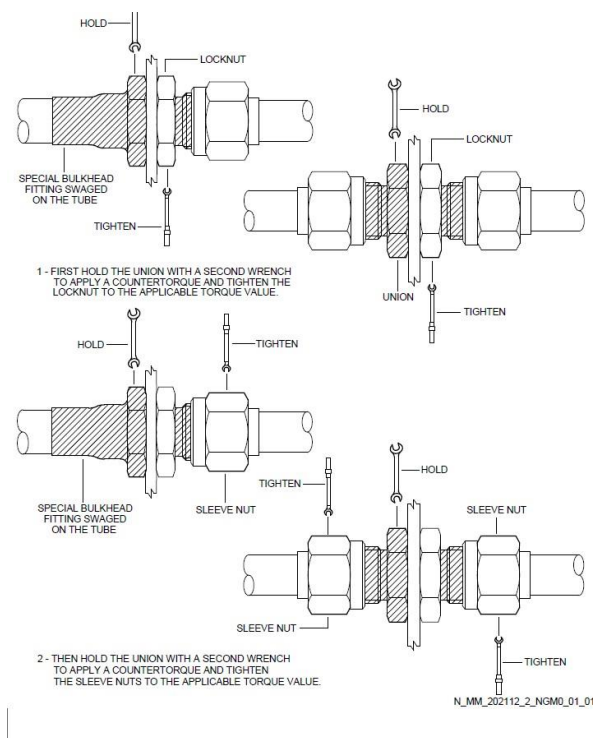
图 1.4 典型的软硬管连接

ITEM CODE	OUTER DIA		TIGHTENING TORQUES			
			CRES AND TITANIUM TUBES			
			min		max	
	in	mm	m.daN	lbf.in	m.daN	lbf.in
3	3/16	4.76	1.1	97	1.2	106
4	1/4	6.35	1.5	133	1.7	150
5	5/16	7.93	2.0	177	2.3	204
6	3/8	9.52	2.9	257	3.2	283
8	1/2	12.70	5.4	478	5.9	522
10	5/8	15.87	7.5	664	8.3	735
12	3/4	19.05	8.5	752	9.5	841
16	1	25.40	8.5	752	9.5	841
20	1-1/4	31.75	8.5	752	9.5	841
24	1-1/2	38.10	8.5	752	9.5	841

(2) 空客管道连接操作规范

注:在扭矩元件前, 必须遵守本说明书所规定的注意事项和程序

液压连接规程的拧紧实践



1. 首先用第二把扳手固定住部件以施加一个力矩反力，然后用适当的拧紧力矩拧紧锁紧螺母。

2. 然后用第二把扳手固定住部件以施加一个力矩反力，然后用适当的拧紧力矩拧紧衬垫螺母。

2. APDL 命令流代码

```

/post1
SET, LAST
CMSEL, S, MIAN_GUAN_JIETOU
ESLN
CM, CON_ELEM, ELEM
CMSEL, S, CON_ELEM !提取锥面接触面
/show, png !必须设置的
/rgb, index, 100, 100, 100, 0,
/rgb, index, 0, 0, 0, 15, !设置背景为白色，默认为黑色
/CVAL, 1, 205, 210, 215, 220, 225, 230, 235, 500 !标尺设置 8 个对应第
4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12 这 8 个
/rgb, index, 78, 78, 78, 4,
/rgb, index, 0, 0, 100, 5,
/rgb, index, 0, 100, 100, 6,
/rgb, index, 0, 100, 0, 7,
/rgb, index, 70, 100, 0, 8,
/rgb, index, 100, 100, 0, 9,
/rgb, index, 100, 56, 0, 10,
/rgb, index, 100, 56, 0, 11,
/rgb, index, 100, 0, 0, 12, !标尺颜色重置
!Length unit for the following data is MM
/FOC, 1, 4.6446155756712, .202250200658365, .227504767747527
    
```

/VIEW, 1, 1000 , -3.36516110743246E-13 , -7.72184289830485E-13

/ANG, 1, 90

/DIST, 1, 10.9038309581847 !视角调整

plnsol,cont,pres !画接触压力图

!!!求提取出的单元平均值

ETABLE,ESTRESS,CONT,PRES!建立单元表(接触应力)

ESEL,S,ETAB,ESTRESS,205,1e6, ,0

!选择一定范围的压力单元，这里 20-1e6

stress_sum=0

my_iniAREA=0

*GET,ENUM,ELEM,0,COUNT !提取单元的个数

*GET,EMIN,ELEM,0,NUM,MIN!提取单元最小编号

*DO,II,1,ENUM

*GET,Sstress,ELEM,EMIN,ETAB,ESTRESS !提取表中应力值

*GET,eAREA,ELEM,EMIN,AREA !提取单元面积

stress_sum=stress_sum+sstress

my_iniAREA=my_iniAREA+eAREA

EMIN=ELNEXT(EMIN)!下一个单元编号

*ENDDO

my_stress_AVR=stress_sum/ENUM