

东南大学

硕士学位论文

滚珠丝杠副性能测试平台及轴向静刚度的研究

姓名：陈晶晶

申请学位级别：硕士

专业：机械制造及其自动化

指导教师：汤文成

20100308

滚珠丝杠副性能测试平台及轴向静刚度的研究

硕士研究生：陈晶晶

导师：汤文成

东南大学机械工程学院

摘 要

本文研究分析了滚珠丝杠副性能的检测及其轴向静刚度：优化了原有综合性能测试平台，建立了滚珠丝杠副轴向静刚度的理论模型，并利用有限元对轴向静刚度的主要影响因素—滚珠与滚道的接触刚度进行了分析，最后设计了滚珠丝杠副轴向静刚度测试的专用夹具。

首先根据企业生产实践的需求，对原有滚珠丝杠副综合性能测试平台进行了技术改造。在对比分析国内外滚珠丝杠副产品测试技术的基础上，采用新的、高精度的测试手段更新原有测试平台；根据国标最新要求将噪声测试和温升测试引入现有平台；针对原有平台不能进行负载情况下性能测试的缺点，设计了专用的液压加载系统。

比较全面、深入的分析了滚珠丝杠副的轴向静刚度。详细的阐述了拉、压杆件理论、厚壁圆筒理论和赫兹接触理论；利用上述理论建立了滚珠丝杠副轴向静刚度的数学模型；对赫兹接触理论进行了深入的数学研究，结合椭圆积分的近似计算公式探讨了该数学模型的解析解。滚珠丝杠副各参数对其轴向静刚度的影响在上述模型中显式化，为设计者快速估算产品轴向静刚度提供了数学依据。通过实例证明了该模型适用于各种不同的滚珠丝杠副产品。

详细的介绍了接触问题的有限元分析理论及 ANSYS 中进行接触分析的步骤。在对滚珠丝杠副接触原型深入分析的基础上，建立了滚珠与螺母滚道及丝杠滚道的接触模型，并对滚珠与滚道的接触刚度进行了仿真。找出了应力集中点，得到了螺母在外加轴向力作用下的轴向弹性变形数据，与理论推导结论和实际产品破坏形式相吻合。

探讨了滚珠丝杠副轴向静刚度的测试技术；利用材料试验机，通过专用夹具的设计，探寻了一条低成本可行的轴向静刚度的检测方案。

关键词：滚珠丝杠副 性能测试 轴向静刚度 接触分析 赫兹接触理论

A Study on Ball Screw Performance Testing Bench and Its Axial Stiffness

Candidate for Master: Chen Jing-Jing
Adviser: Prof. Tang Wen-Cheng
Southeast University

Abstract

Ball screw's performance test technology and its axial stiffness are researched in this paper. The original overall performance test platform is updated and the theoretical model for ball screw's axial stiffness is built. Finite element method is used in this paper for analyzing the contact between the ball and the rollway which is a main component of ball screw's axial stiffness. In the end, a new test way is applied to the axial stiffness test, and the patent clamp was designed for this test.

According to the actual needs in production, technical improvement was done to the original ball screw's performance test bench. By comparing the newest test technology of ball screw, higher precision, higher speed compatible measuring way is used in the new platform. The noise testing and temperature testing is introduced in the new test platform. A new hydraulic loading system was designed to overcome the shortcoming that test under load is impossible in the old platform.

Ball screw's axial stiffness is analyzed especially. By applying the theory of tension/compression member theory, thick walled cylinder theory and the Hertzian contact theory, a new axial stiffness model is built. According to a much deeper research in Hertzian contact theory and the approximate calculation to elliptic integral, the analytical solution to the above-mentioned model was deduced which makes the effect factor explicit and gives a mathematical reference for calculating ball screw's axial stiffness. The model was proved suitable for all kinds of products by a living example.

Finite element method's usage in contacting problem analysis was introduced and the contacting analysis steps in ANSYS were discussed in detail. On the basis of the ball screw's contacting prototype, the contact model between the ball and the screw rollway was built and the contact deformation was simulated. The stress concentration point was found and the axial deformation data was obtained which were in agreement with the actual failure mode.

The test technology of ball screw's axial stiffness was discussed. By using material testing machine and the patent fixture design, a possible, low cost test scheme is discussed.

Key words: Ball Screw; Performance Test; Axial Stiffness; Contact Analysis; Hertzian Contact Theory

本论文专用符号的注释表

本论文中滚珠丝杠副相关符号遵循国标 GB/T17587.1 中的规定

1、符号

符号	说明	单位
R	刚度	N/ μ m
Δl	轴向弹性变形	mm
f_{ar}	精度系数	—
l	长度	mm
F	轴向力	N
E	弹性模量	—
A	横截面积	mm ²
d_c	丝杠上接触点处直径	mm
d_{b0}	中空丝杠的深孔直径	mm
D_{pw}	丝杠公称直径	mm
D_w	滚珠直径	mm
D_c	滚珠螺母上接触点处直径	mm
D_l	螺母外径	mm
α	接触角	° C
σ	应力	—
ξ	应变	—
μ	弹性位移	mm
P	法向作用力	N
i	螺母滚道的圈数	—
ph	导程	mm
λ	螺旋升角	° C
ρ	曲率	—
R_i	曲率半径	mm
ν	泊松比	—
K(e),L(e)	赫兹理论中的第一、第二类椭圆积分	—
e	偏心率	—
k	椭圆率	—
a	接触椭圆长半轴	mm
b	接触椭圆短半轴	mm
δ	法向弹性趋近量	mm
a^*	接触椭圆长半轴系数	—
b^*	接触椭圆短半轴系数	—
δ^*	法向弹性趋近量系数	—
A,B	相对曲率	—

2、下标

下标	说明
bs	滚珠丝杠副
s	丝杠
n/s	螺母组件（包括螺母承载区域内的丝杠）
b/t	滚珠与滚道接触点处
e	外部载荷或者导致的变形
S2	丝杠上受力点至支承端的距离
a	内部
b	外部
l	轴线方向
r	径线方向
n	法线方向

第一章 绪论

1.1 课题的研究背景, 来源和意义

1.1.1 课题的背景与意义

以滚珠丝杠副为代表的滚动功能部件, 以“滚动”为特征, 通过在丝杠与螺母旋合螺旋槽之间加入滚珠, 使原本滑动螺旋传动接触螺旋面中存在的较大的滑动摩擦阻力变为滚动摩擦阻力, 从而提高效率, 节省能量, 并实现对精密定位、精密导向、对 CNC 指令快速反应等功能需要^[1]。滚珠丝杠副是数控机床精度的执行元件, 是数控机床伺服进给驱动系统中的核心功能部件。

滚珠丝杠副的发展历史可以追溯到 20 世纪 30 年代后期, 最初由美国通用公司成功的运用于汽车的转向装置^[2], 然而由于加工工艺的复杂性, 其应用一直未能得到推广。精密螺纹磨床的产生使得滚珠丝杠副在精度和性能上有了很大的飞跃, 同时 20 世纪中期数控机床的出现也极大的推动了滚珠丝杠副的发展。从 50 年代开始, 在欧美, 日本等工业发达国家, 滚珠丝杠副制造企业如雨后春笋出现在人们眼前, 其中代表性的有, 日本的 NSK 公司和 THK 公司, 美国 GM-SAGINAW 公司和 EMERSON 旗下的 THOMSON, Rollway 等^{[3][4]}。我国直到 50 年代末期才开始研制用于数控机床的滚珠丝杠副产品, 目前主要的制造企业有南京工艺装备厂, 济宁博特精密丝杠有限公司, 陕西汉江机床厂等。

作为数控机床传动与进给系统的关键部件, 滚珠丝杠副的精度及各项性能指标如轴向静刚度, 温升, 额定静载荷, 额定动载荷等将直接影响数控机床的定位精度和重复定位精度, 加速性能, 起动力性能等。2006 年 6 月, 国家正式发布《国家中长期科学和技术发展规划纲要(2006-2020 年)》, 提出了“十一五”重点发展的十六个领域, 其中之一就是发展大型、精密、高速数控装备和数控系统及功能部件, 满足机械、航空航天等工业发展的需要。

与政策背景相对应的是我国经济的高速增长, 我国已成为全球制造业新的集群基地; 数控机床在高新技术和国防军工领域、轨道交通、核工业、重大基础装备制造等领域的应用日益扩大, 正向大型、高精、高速、复合方向发展, 迫切需要包括滚珠丝杠副在内的大型精密高速功能部件与之配套。

提高滚珠丝杠副综合性能的途径主要有二条: 一是从滚珠丝杠副结构设计角度考虑, 通过理论研究和实验比较寻找包括滚珠, 螺母, 丝杠在内的最佳尺寸参数; 另一条是准确的测量滚珠丝杠副产品的各项综合性能^{[5][6][7][8][9][10]}, 为使用滚珠丝杠副的数控机床的误差补偿功能提供可靠而实用的信息, 使机床能够在加工过程中根据测量出的滚珠丝杠副的误差量进行相应的误差补偿, 从而在提高滚珠丝杠副自身精度有技术瓶颈的情况下, 使数控机床的加工精度大大提高。

为了振兴国产数控机床, 这就需要改进滚珠丝杠副综合性能的测试方法, 和研究滚珠丝杠副刚度特性等各项综合因素, 从源头寻找提高滚珠丝杠副综合性能的方法。因此, 本项研究具有重要的社会意义, 并可望取得重大的经济效益。

1.1.2 课题的来源

本课题是与南京工艺装备制造有限公司合作的 2008 年江苏省科技成果转化项目的重要组成部分。该项目主要进行: 大型精密高速滚动功能部件关键部件的结构优化设计; 原材料及热处理制造技术的研究; 大型滚动功能部件制造技术的研究; 精度测试技术的研究; 静态、动态性能测试技术研究; 动态特性研究; 滚动功能部件研发平台的建设与提升。目标是开发出具有国际竞争力的高档大型精密高速滚动功能部件新产品, 并主持

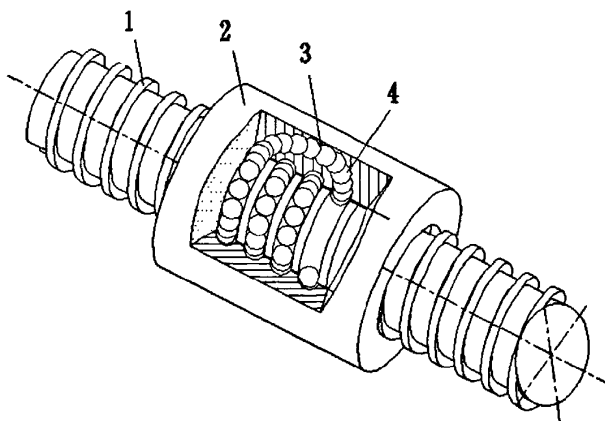
或参与制定、修订《滚珠丝杠副》、《滚动导轨副》等多项国家标准和行业标准。

1.2 滚珠丝杠副的工作原理、特点及其分类

1.2.1 滚珠丝杠副的工作原理^[1]

滚珠丝杠副在丝杠滚道和螺母滚道之间放置适量滚珠作为中间传动体,借助滚珠传递螺母和丝杠之间力的作用,以滚动摩擦代替滑动摩擦,大大减小了摩擦阻力,滚珠丝杠副独特的技术性能正是源自于此。为了防止滚珠的运动超出螺母之外,在螺母上设置不同种形式的滚珠循环返回装置,使滚珠的运动在闭合回路中反复进行。

图 1-1 以典型的单螺母内循环浮动式滚珠丝杠副结构图来解释滚珠丝杠副的工作原理。滚珠丝杠副的基本组成包括:丝杠,螺母,滚珠,反向器;



1—丝杠 2—螺母 3—返回装置 4—滚珠
图 1-1 单螺母内循环浮动式滚珠丝杠副原理图

滚珠丝杠副的工作原理:丝杠 1 在电机或其他旋转机构带动下做旋转运动,滚珠 4 被推动沿螺旋滚道在闭合回路中滚动,此时如果限制螺母的转动,则螺母 2 在与滚珠 4 相互作用下做直线运动。滚珠 4 在返回装置 3 的作用下沿滚道运动后经过通道自动返回其工作的入口处,从而使滚珠能够在螺纹滚道上循环工作。反之,如果使螺母做直线运动,限制丝杠的轴向移动,则在滚珠与螺母、丝杠的相互作用下,丝杠会做回转运动,通常称为逆传动。

1.2.2 滚珠丝杠副的特点

滚珠丝杠副的特点从其工作原理便可以总结出来,具体如下^{[1][3]}:

(1) 传动效率高:在滚珠丝杠副中,自由滚动的滚珠将力与运动在丝杠与螺母之间传递。这一传动方式取代了传统螺纹丝杠副的丝杠与螺母间直接作用方式,因而以极小的滚动摩擦代替了传统丝杠的滑动摩擦,使滚珠丝杠副传动效率达到 90%以上,整个传动副的驱动力矩减小至滑动丝杠的 1/3 左右,发热率也因此得到大幅降低;

(2) 定位精度高:滚珠丝杠副发热率低,温升小以及在加工过程中对丝杠采取预拉伸消除轴向间隙,在加工工艺上螺纹滚道经过淬硬等措施,使丝杠副具有高的定位精度和重复定位精度;

(3) 传动可逆性:即上节中所述的逆运动。滚珠丝杠副没有滑动丝杠粘滞摩擦,消除了传动过程中可能出现的爬行现象,同时也使得滚珠丝杠副能够实现两种传动方式—将旋转运动转化为直线运动或将直线运动转化为旋转运动并传递动力,即所谓的逆传动和正传动。在垂直升降的机构中如果使用滚珠丝杠副,就必须设置防逆转装置^[11];

(4) 使用寿命长:由于对丝杠滚道形状的准确性、表面硬度、材料的选择等方面

加以严格控制，滚珠丝杠副的实际寿命远高于滑动丝杠副；

(5) 同步性能好：由于滚珠丝杠副运转顺滑、消除轴向间隙以及制造的一致性，采用多套滚珠丝杠副方案驱动同一装置或多个相同部件时，可获得很好的同步工作。

1.2.3 滚珠丝杠副的分类

关于滚珠丝杠副的分类目前国内外并没有一致的标准。结合企业产品情况，普通滚珠丝杠副按循环方式和螺母预紧方式的不同，大体可以分为如下几类：

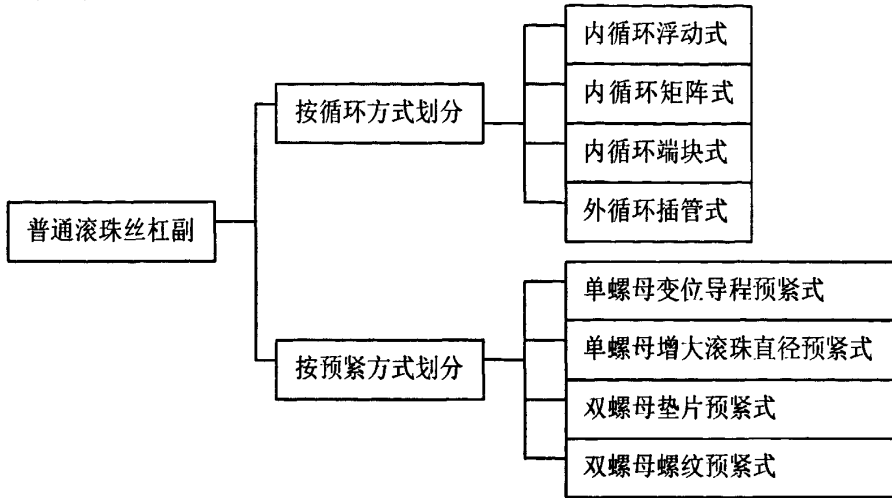


图 1-2 滚珠丝杠副的分类

近些年随着滚珠丝杠副朝着微型化，大型化，高速，重载方向发展，出现了各种特殊滚珠丝杠副结构^[2]，如螺旋升角 $9^\circ < \lambda < 17^\circ$ 的大导程滚珠丝杠副和 $\lambda > 17^\circ$ 的超大导程滚珠丝杠副，以及丝杠直径 $d_0 < 12\text{mm}$ 的微型滚珠丝杠副等。

1.3 国内外研究现状

1.3.1 滚珠丝杠副综合性能测试技术的国内外研究现状

随着滚珠丝杠副朝高速，高精度方向发展，许多制造滚珠丝杠的公司除了致力于改革加工工艺外，都把测试手段的更新换代放在重要的地位。经过多年的开发和实践，已经形成了一套较为完整的滚珠丝杠副测试体系。它们包括导程精度测量仪，动态预紧转矩测量仪，寿命试验机和刚度测试机等。运用较成功的企业有日本 NSK 公司，德国林德纳公司^[12]。目前这些仪器正朝着数字化，智能化，多功能化，连续测量方向发展。

我国对滚珠丝杠副的试验研究起步较晚，硬件设施也有所限制，但是我国的滚珠丝杠副性能试验仍取得了可喜的成绩，北京机床研究所早在 20 世纪 80 年代末期就研制成功 JCS-014 激光丝杠导程动态测量仪。并于后期对其进行了数字化改进。与此同时北京机床上还研制成功三米滚珠丝杠动态预紧转矩测量机。目前国内滚珠丝杠副制造厂商大多采用北京机床厂设计制造的性能测试仪^[7]。后期，国内许多高校和研究所设计的滚珠丝杠副综合性能测试仪以及动态预紧转矩测量机等都基于相似的理论基础，但逐渐将电子化技术，数字化，智能化仪表设计思想，以及连续动态数据采集的思想引入到试验装置设计中^[13-16]。

2000 年针对高速滚珠丝杠副，北京机床研究所与南京工艺装备厂研制成功 GSZ2000 高速滚珠丝杠副性能测试仪^[7]，用于测量高速滚珠丝杠副定位精度，速度及加速度，噪声，温升及热位移。其中热位移分辨率为 $0.2\ \mu\text{m}$ ，噪声分辨率为 0.5db ，温升分辨率为 0.1°C ，移动速度为 $60\text{m}/\text{min}$ 。GSZ2000 的研制成功带动了有实力的滚珠丝杠副制造商

研制高速滚珠丝杠副性能测试仪的步伐。2005年山东大学与济宁博特精密丝杠有限公司合作,在国家自然科学基金的资助下,对滚珠丝杠副的各项性能在理论、试验等方面展开了深层次的研究,并取得了一系列研究成果,包括2005年研制成功的高速滚珠丝杠副综合性能试验台,对滚珠丝杠副的定位精度,加速度,速度,温升,噪声等进行测量。该试验台在CCMT2004上海机床展览会上展出受到好评^[14]。2006年,该课题组研制成功滚珠丝杠副摩擦力矩测量仪,2007年该课题组又在滚珠丝杠副载荷,刚度等测试研究方面做了尝试^[17]。

1.3.2 滚珠丝杠副轴向静刚度的国内外研究现状

滚珠丝杠副的轴向静刚度反映了滚珠丝杠副抵抗变形的能力,定义为轴向负荷作用方向产生 $1\mu\text{m}$ 的弹性变形所需要的力(N)。对于各类精密机床,仪表,数控机床来说,滚珠丝杠副的轴向静刚度是保证定位精度,获得与控制指令一致的动作、微量进给的灵敏度、优良的随动性能的关键因素之一^[12]。

国外对滚珠丝杠副轴向静刚度做了很多研究,其中人们关注最多的是滚珠与螺母和丝杠接触区域满足赫兹接触条件下的接触刚度,后来逐步将丝杠和螺母的轴向静刚度纳入影响因素,并建立了滚珠丝杠副轴向静刚度的简化计算公式。最新的滚珠丝杠副轴向静刚度标准ISO3408-4:2006对滚珠丝杠副的轴向静刚度进行了详细的定义并给出工程实用的滚珠丝杠副轴向静刚度的计算方法。NSK公司还专门研制了滚珠丝杠副轴向静刚度测量机,其原理示意^[12]如图1-3所示:

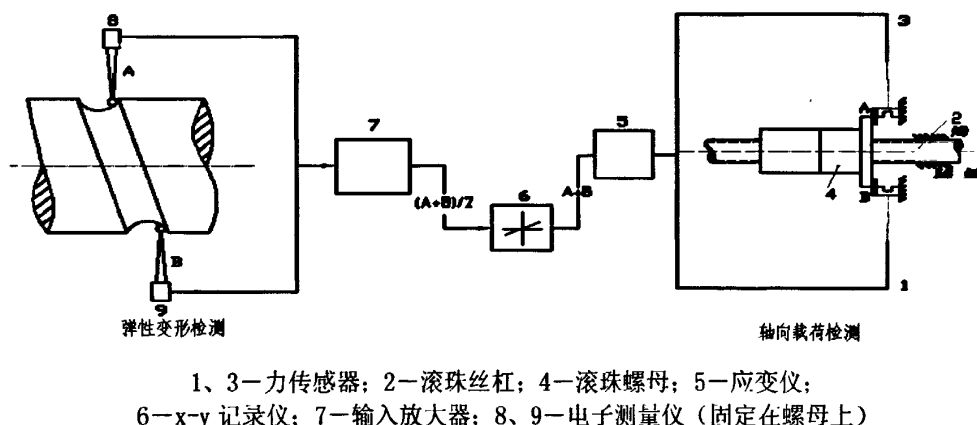


图 1-3 滚珠丝杠副轴向静刚度测量机

该测量机由轴向加载与弹性变形测微系统及数据处理和自动记录仪等组成。采用一对同步驱动的精密滚珠丝杠副来加载,由于滚珠丝杠副具有传动的同步性,能使外加负载通过被测丝杠的轴心线,从而保证了测量的准确性。

我国许多学者对滚珠丝杠副的轴向接触刚度进行了广泛而深入的研究,如吉林大学吴长宏^[3]深入分析了滚珠丝杠副轴向接触刚度的影响因素,并建立了滚珠丝杠副轴向接触刚度的有限元模型。华中理工大学靳谦忠等对滚珠丝杠副和行星式滚柱丝杠副的静刚度进行了比较^[18]。山东大学姜洪奎博士建立了考虑螺旋滚道升角的滚珠丝杠副接触刚度模型^[4]。

通过调研我国滚珠丝杠副制造企业发现,大部分企业对滚珠丝杠副轴向静刚度的了解并不多,滚珠丝杠副的轴向静刚度也一直没有被纳入滚珠丝杠副的检验标准之中。原因之一:上述对轴向接触刚度的理论分析过于复杂,涉及数值分析与计算,不适宜在工程实际中运用;原因之二:到目前为止我国还没有滚珠丝杠副轴向静刚度的专用测试设备,所以阻碍了企业对滚珠丝杠副轴向静刚度的研究。在实际生产中,一般会选择采用

增大轴向预紧力的方法来增大轴向静刚度,但是对预紧力大小对滚珠丝杠副轴向静刚度的影响并没有确切的实验数据,往往靠经验来确定。2009年1月1日,我国正式实施中华人民共和国国家标准 GB/T 17587.4-2008 滚珠丝杠副 第4部分:轴向静刚度^[19],可见我国的研究者对滚珠丝杠副轴向静刚度越来越重视,但是,同时我们也看到 GB/T17587.4-2008 基本照搬国际标准 ISO3408-4:2006,对我国自主设计研发的产品的适用性还有待进一步探讨。

1.4 课题研究的内容和所要解决的问题

1.4.1 课题研究的内容

根据项目整体研究目标和企业需求,结合国内外滚珠丝杠副研究动态,针对滚珠丝杠副综合性能测试平台和滚珠丝杠副轴向静刚度,本文主要研究内容如下:

(1) 调查研究滚珠丝杠副各项性能的检测原理及国内外检测动向,设计滚珠丝杠副综合性能测试平台,提交实施方案;

(2) 对滚珠丝杠副轴向静刚度做深入研究,在对滚珠丝杠副模型简化基础上,根据轴向拉压杆理论、厚壁圆筒理论和赫兹点接触理论,建立滚珠丝杠副轴向静刚度的简化计算模型,并将本模型所得的计算结果与现有模型进行比较;

(3) 根据滚珠丝杠副的结构特点,建立在外加载荷作用下单螺母滚珠丝杠副轴向接触变形的有限元模型,分析在轴向载荷作用下滚珠和丝杠、螺母接触区域的应力和变形,并与理论计算结果进行对比;

(4) 对滚珠丝杠副轴向静刚度的试验进行研究,设计滚珠丝杠副轴向静刚度的测试方案,对理论分析得出的滚珠丝杠副轴向静刚度影响因素的总结,选取不同参数,不同种类的滚珠丝杠副进行试验,得出力和形变的关系曲线,并和理论模型进行比较,验证理论模型的正确性。

1.4.2 课题所要解决的问题

结合滚珠丝杠副的国内外研究状况和本课题的研究内容,本文要解决的问题可以总结如下:

(1) 针对原有测试平台的弱点进行改造,确定测试方案;

(2) 适合工程计算的滚珠丝杠副轴向静刚度模型的建立;

(3) 滚珠丝杠副轴向接触刚度的有限元模型的建立:寻求既能最大限度的模拟实际工况又能大大减小数据计算量的滚珠丝杠副轴向接触刚度计算的有限元模型,合理的确定分析参数;

(4) 滚珠丝杠副轴向静刚度测试方案的设计与实验:在实验室原有设备的基础上设计实验方案,设计适合滚珠丝杠副轴向静刚度测试的专用夹具,并进行实际实验;

(5) 实验结果与理论计算的对比分析,深入解析滚珠丝杠副轴向静刚度的国家标准 GB/T 17587.4-2008,为其进一步修改提供参考意见。

1.5 本章小结

本章从研究对象——滚珠丝杠副出发,围绕滚珠丝杠副的概念、作用、国内外的研究现状以及存在的问题进行了全面的综述。在此基础上,提出了本课题的研究内容,所要解决的关键问题及拟实现的方法、技术路线等。全文总共分为六章,分别为绪论、综合性能测试平台的方案设计、滚珠丝杠副轴向静刚度的理论分析、滚珠与滚道接触刚度的有限元分析及滚珠丝杠副轴向静刚度的实验研究,最后对全文所做的工作进行了总结,并指出了本研究中存在的不足之处和下一步研究方向。

第二章 滚珠丝杠副综合性能测试平台的方案设计

近年来,随着现代制造技术水平的提高,数控机床、机器人等机械设备的进给速度越来越快,必然带动滚珠丝杠副向高速化的方向发展。目前国内高速滚珠丝杠副的发展水平和国外相比还有一定的差距。除了原材料和加工设备的精度等因素外,没有完善的试验检测手段也是制约其发展的一个重要原因^{[10][20]}。一套能集多种性能参数测试为一体的高精度综合性能测试平台,不仅能向使用者提供准确的性能报告,同时也为滚珠丝杠副的参数优化设计提供方向。国内滚珠丝杠制造企业往往专注于产品量的提高,而不重视产品品质的提高,很少愿意花时间和精力来研制这样一套性能试验台。随着滚珠丝杠副朝高速、重载、高精方向发展,检测滚珠丝杠副在高速运行下的各项性能显得越来越重要。

2.1 测试平台的技术要求及总体结构设计

南京工艺装备厂在先期的技术研究中搭建了滚珠丝杠副综合性能测试平台,随着产品的更新换代,及用户对产品要求的增多,仪器的更新等,需要结合现有需求对原有平台进行技术改造,保持整体框架不变,添加指定功能如负载运行实验,刚度实验等的测试项目,同时对原有平台上测试精度满足不了要求的测试项目如高速运行下的定位精度,平台刚度等进行优化。

2.1.1 测试系统的技术要求

结合南京工艺装备厂样品的尺寸参数^[21],对测试系统的基本技术要求为:

丝杠长度: $1.2m < l_0 < 2.5m$;

丝杠公称直径: $30mm < d_0 < 80mm$;

测量行程: $1.0m < l_1 < 1.6m$;

测量时丝杠的转速: $v_{max} < 6000r/min$;

测量时丝杠的加速度: $\pm 2g$;

负载状态: $0N < F_0 < 20KN$;

测试目标: 分别实现在空载和可调负载情况下,高速运行滚珠丝杠副定位精度,速度,加速度,噪声,温升等的测量。

2.1.2 测试平台的总体结构设计

滚珠丝杠副综合性能测试平台的总体结构主要包括三个部分:测试专用控制柜,滚珠丝杠副安装平台和模拟工作台。

测试平台总体结构设计的原则为:

(1) 在对工艺装备厂原有的高速滚珠丝杠副综合性能试验平台分析的基础上,针对实际运行中的问题,以企业需求为导向,提出解决方案;

(2) 尽量保留原有测试平台框架,附加功能和改进功能通过一定的中间连接环节与原平台实现对接。淘汰精度不高,落后的器件和测试方案,保证系统的先进性;

(3) 在设计中所选用的器件,从方便使用性、经济性、可靠性等方面全面考虑尽可能选用市场易获得的专业化、标准化新产品,一方面降低测试平台费用,另一方面方便日后养护和维修。

考虑以上三点原则,确定高速滚珠丝杠副综合性能测试平台的系统架构。

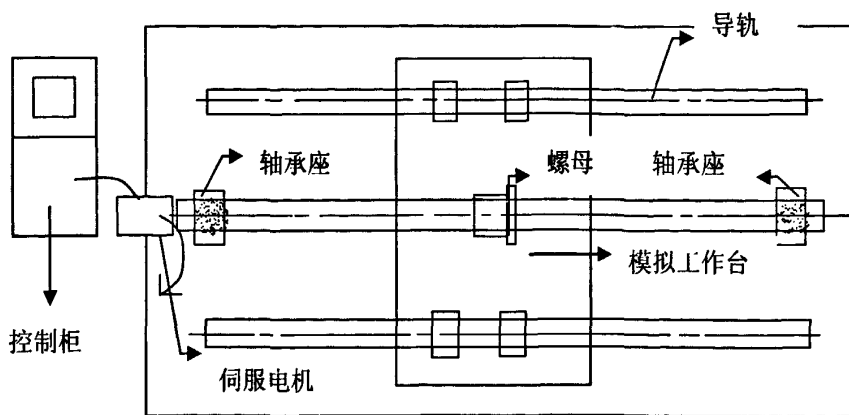


图 2-1 测试平台的布局图

(1) 测试专用控制柜

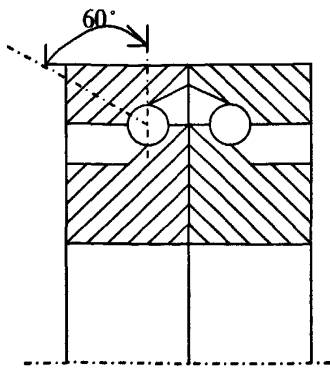
控制柜主要用来实现对滚珠丝杠副运动状态的控制和主轴电机运动的驱动。使其能自动、连续、精确地复现输入信号的变化规律。控制柜的设计主要包括数控系统和伺服控制系统的设计。

(2) 滚珠丝杠副安装平台

滚珠丝杠副的安装平台主要考虑平台整体的刚度和滚珠丝杠副的支承方式。为提高平台整体刚度，台基采用整体铸造，用地角螺栓与地面固定连接。

滚珠丝杠副的支承轴承：要想使滚珠丝杠副获得较高的传动刚度，丝杠轴心漂移、挠度达到最小，进而提高整个实验台系统的测量精度，除了加强滚珠丝杠副本身的刚度外，滚珠丝杠的正确安装及支承结构的刚度也是不可忽视的因素。滚珠丝杠常用推力轴承支承，以提高轴向刚度，当滚珠丝杠的轴向负载较小时，也可用角接触球轴承支承，但是考虑到下面需要进行的轴向加载实验，轴向载荷几乎达到破坏载荷的强度，所以不使用角接触球轴承。

近年来出现一种滚珠丝杠专用轴承，其结构如图 2-2 所示，这是一种能够承受很大轴向力的特殊角接触球轴承，与一般角接触球轴承相比，接触角增大到 60° ，增加了滚珠的数目并相应减小滚珠的直径。这种新结构的轴承比一般轴承的轴向刚度提高两倍以上，使用极为方便。产品成对出售，而且在出厂时已经选配好内外环的厚度，装配调试时只要用螺母和端盖将内环和外环压紧，就能获得出厂时已经调整好的预紧力，使用极为方便。

图 2-2 接触角 60° 的角接触球轴承

如图 2-2 所示，角接触球轴承的接触角为 60° ，由一个有润滑油槽的双沟座圈、两个轴圈、两组钢球保持架组件及一个中隔圈组成。中隔圈的高低可以调整角接触球轴承

的预过盈。预过盈的大小在装配轴承时逐套选配。双向推力角接触球轴承，可以承受双向轴向载荷，具有精度高、刚度大、耐高速、温升低等优点^[25]。

(3) 模拟工作台

为了模拟滚珠丝杠副在数控机床中的实际运行情况，在滚珠丝杠副两侧对称安装导轨，通过模拟工作台使导轨与滚珠丝杠副配合为一个运动整体。同时，轴向载荷通过工作台传递到滚珠丝杠副上。值得注意的是，滚珠丝杠副只承受的是轴向载荷，工作台自身的重量靠导轨支承，所以增加工作台的重量或者在工作台上增加重物只能增加导轨的承载，而不能实现滚珠丝杠副的载荷实验和负载情况下的性能试验。所以工作台的结构设计要考虑与液压加载系统的连接。

2.2 性能参数的测试方案

根据高速滚珠丝杠副性能试验规范国家标准^[22]，性能参数的试验内容包括精度试验、温升试验，噪声试验以及其他制造商自行确定的试验。下面将按此顺序逐一讨论上述检测项目的实施方案。

2.2.1 定位精度测试方案

一个理想的丝杠螺母机构，其主动件的转角 ϕ 与从动件位移 S_0 之间的关系完全符合关系 $S_0 = (L/2\pi) * \phi$ ，但实际滚珠丝杠副由于制造误差，滚珠动态运动的不可控性等因素都会使实际位移 S 与理想位移 S_0 不等，所以希望能测得两者差值 $\Delta S = S - S_0$ 与实际位移 S 的关系曲线，提供给用户作为传动精度修正的依据。

按照定位精度测量原理，需要检测的物理量有两个，一个是用角度测量仪器从旋转运动的主动件上获得的角度基准，该数据作为定位精度误差比较基准；另一个是从做直线运动的螺母上获得的位移数据。所以实验方案为通过位置检测元件采集这两路数据，送入上位机作数据处理，最终由上位机软件绘出实际位移值与理想位移值之偏差 ΔS 与位移行程 S 的关系曲线。

在本方案设计为了实现在滚珠丝杠副高速运行时定位精度的测量，采用先进的激光测长技术替代原有光栅测长技术方案，设计如图 2-3 所示的定位精度检测方案：

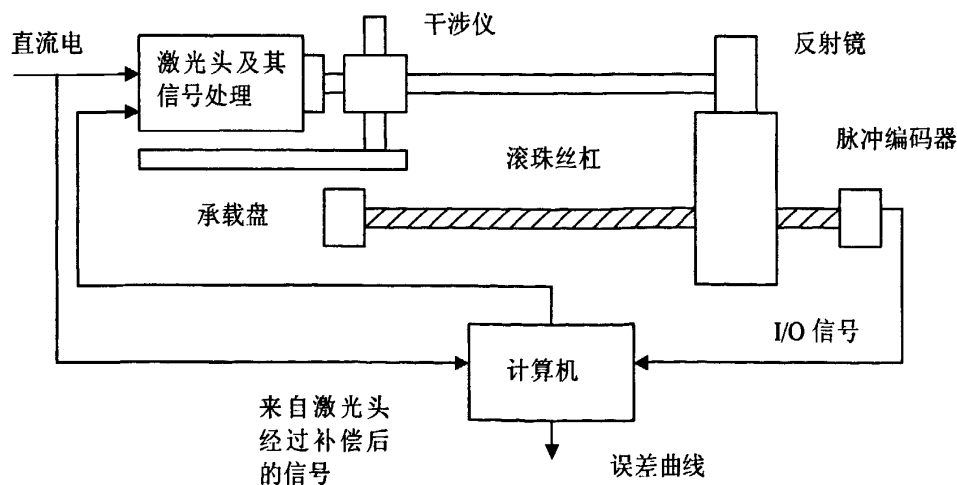


图 2-3 滚珠丝杠副定位精度检测方案

在图 2-3 中：采用激光干涉仪利用激光进行长度测量。激光具有高亮度、高方向性、高单色性和高相干性的特点，应用于测量方面，可实现无触点远距离，高速、高精度测

量, 测量范围广, 抗光、电干扰能力强。双频激光干涉仪用赛曼效应或声光效应分成两个频率相近的双频激光器作光源, 其抗干扰能力更强。双频激光干涉仪在波长稳定性为 10^{-8} 情况下, 在 $10m-50m$ 范围内可以获得 $1\mu m$ 的精度, 分辨力小于 $0.1\mu m$ 。现代双频激光干涉仪测速已经能达到十几米每秒。

2.2.2 温度测试方案

丝杠与螺母及丝杠与固定轴承间存在预紧力, 一方面要提高滚珠丝杠副安装的刚性就需要加大预紧力, 另一方面随着预紧力的加大, 丝杠螺母的摩擦力矩也增大, 摩擦必然导致温度的升高, 温度的变化带来的就是热变形, 从而影响了滚珠丝杠副的定位精度。JB/T 10890.1-2008 中规定, 通过采集滚珠丝杠副在运行一段时间后丝杠表面的温度, 当外径上各采集点的温度上升幅度每小时不超过 $3^{\circ}C$ 时, 可认为达到稳定温度, 在时间-温度关系图中寻找达到稳定温度时的温度值, 和达到稳定温度时的温升值, 并同时给定了评价温升是否满足要求的标准^[22]。

本设计参考 JB/T 10890.1-2008 的标准, 在测试方案方面做出改进, 将动态测试思想纳入温度测量方案中。同时通过对滚珠丝杠副温升原因及影响的讨论给产品的优化设计提供参考。图 2-4 为四路温度传感器测试系统, 前三路用于检测丝杠运行中的温升情况, 第四路温度传感器测量环境温度, 提供一个比较的基准。

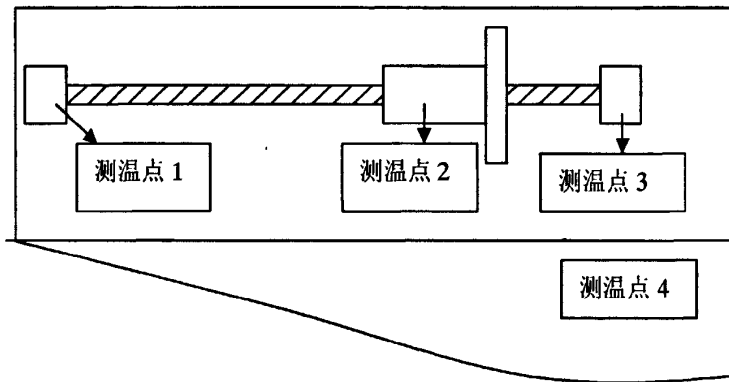


图 2-4 测温点的分布图

温度传感器应具有 $0.1^{\circ}C$ 或更高的分辨率^[22]。滚珠丝杠副属于轴类零件, 传统测量方法中采用在轴上粘贴或者捆绑温度计, 每隔一段时间记录一次温度值, 这种情况下测量结果不能真实反映实际温度变化, 误差很大, 而且记录也非常不方便。在这里我们采用 PT100 贴片式高精度温度传感器, 结构如图 2-5 所示:

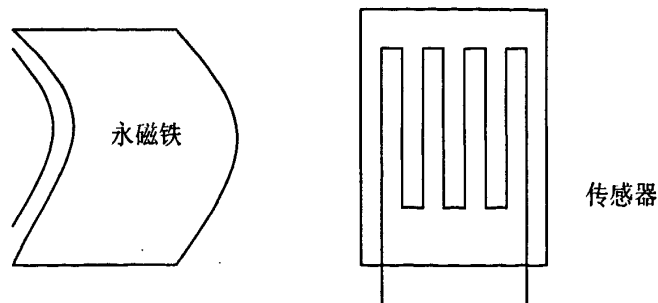


图 2-5 PT100 温度传感器

这种传感器是由一个直径为 $30\mu m$ 的铂丝绕成的线圈被夹在两层聚酰亚胺箔片之间, 通过两条镍带与外界连接, 分辨率可以达到 $0.1^{\circ}C$ 。PT 温度传感器的特点是准确

可靠，能适应工业环境，厚度只有 0.3mm ，宜用于曲面的温度测量，测量面积较大，热损失极少，可快速响应^[24]。在实际使用中，把它粘贴在弧形的磁铁内侧，在进行温度测量时，将磁铁吸附在轴上即可使用，方便快捷。

2.2.3 噪声测试方案

本项性能的实验参照最新国家标准 JB/T 10890.1—2008^[22]的规定进行。选用声级计进行噪声实验，声级计的选择应符合 GB/T3785—1983 中 2 型的规定。也可使用具有相同准确度的其他测量仪器。

为了保证实验的精度，在实验开始之前就应该尽量排除一切可能的噪音的干扰，因此对实验条件提出以下要求：

(1) 实验仪器放置位置与墙壁和其他大型障碍物之间的距离应小于 2000mm ，这样做是为了防止障碍物对声音的反射影响实验精度；

(2) 实验时，就注意避免其周围电磁场、振动和直接吹向传声器的风对实验的影响；

(3) 将驱动电动机、各支承单元、控制系统、润滑泵等发声件的四周泡沫塑料封闭；

(4) 使高速精密滚珠丝杠副在滚珠丝杠与滚珠螺母轴向相对位移加速度大于或等于 $1g$ ，相对位移速度大于或等于 60m/min 或 DN 值大于或等于 120000 的高速条件下沿轴线连续往返运动；

(5) 实验台选用的导轨，其噪声声压级值应小于或等于 65db 。

声级计的传感器应面向实验台噪声源，并与水平面平行；传声器与实验台导轨应处于同一水平高度；各测点的布置见下图^[22]：

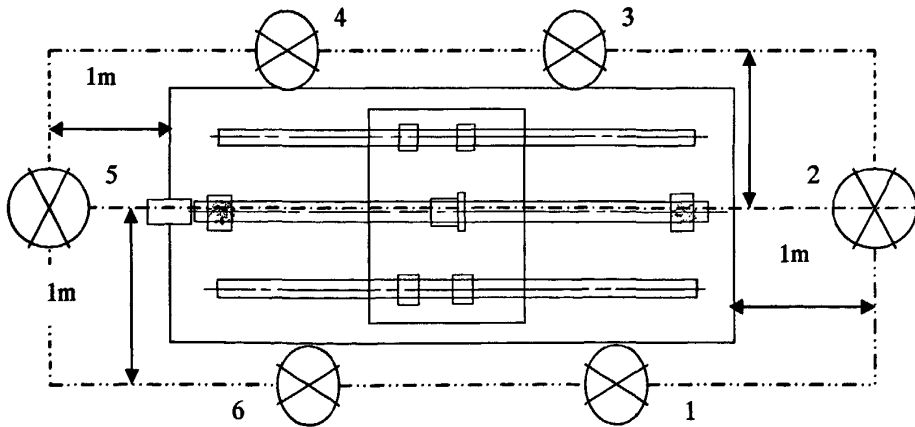


图 2-6 传声器在实验台周围的平面测点位置

除了图 2-6 中的测点位置外，如果有噪声特别大的地方，宜将该位置作为辅助测点，在图中标出该点的位置并记录测点位置。

应该指出噪声的分析与噪声测试技术一样重要，而且很程度上取决上噪声分析情况。

2.3 综合性能试验台的轴向加载方案

在数控机床进行工件加工时，刀具的切削力、滚珠与滚道间的摩擦阻力会以轴向力

的形式作用在滚珠丝杠副上。原有试验中对滚珠丝杠副进行综合性能试验时都以空载运行时测定的参数为评价基准，并不能反应滚珠丝杠副在数控机床中的实际工作性能，同时由于不能提供轴向加载系统而不能对滚珠丝杠副进行刚度试验、额定静载荷和额定动载荷试验。为此，考虑在原有平台上添加轴向加载装置。

2.3.1 方案选择

两种实现滚珠丝杠副轴向加载的方案：

(1) 在模拟工作台两侧对称的添置弹簧，两个运动方向及两侧一共 4 个弹簧，而且在实验台基设计时就要设计弹簧安装部位，这种方法简单易实现，但是对弹簧的安装要求及对力的测量要求较高；

(2) 是采用液压系统，可以根据加载需要设计满足要求的液压系统，力的范围可以调控，系统控制起来更容易；

从测试的延展性以及加载的精确性，加载力的要求等多方面考虑，采用方案二，设计专用液压系统。该液压系统的设计主要采用经验法。

2.3.2 设计要求

滚珠丝杠副轴向加载液压系统的设计要求：

(1) 高速滚珠丝杠副综合性能测试平台的轴向液压加载系统流量大、功率大，在进行负载状态下定位精度和重复定位精度测试时，液流速度要求为 $V_{max}=60m/min$ ，加速度要求为 $a_{max}=-2g \sim +2g$ ；

(2) 系统的速度差异大：在刚度测试时，液压系统速度要求 $V_{max}=10m/min$ ；

(3) 考虑到刚度测试和载荷测试的需要，液压系统要有保压延时功能；

(4) 系统要能方便的在负载状态和空载状态间切换，方便测试产品在不同状态时的性能；

(5) 液压系统前进和后退行程为滚珠丝杠副试验行程的一半，即 $l/2=0.5-1.0m$ ；

(6) 液压系统中的压力要能经常变换和调节，并能产生较大的压制力，液压系统最大压制力，即油缸负载 $P_{max}=20KN$ 。

2.3.3 液压系统工况分析

根据需要液压执行元件选择双杆式活塞缸，通过两端的活塞杆与图 2-1 中的模拟工作台两端相连，两端活塞杆的直径相等。在工作过程中油缸的工作情况可以总结为两种：

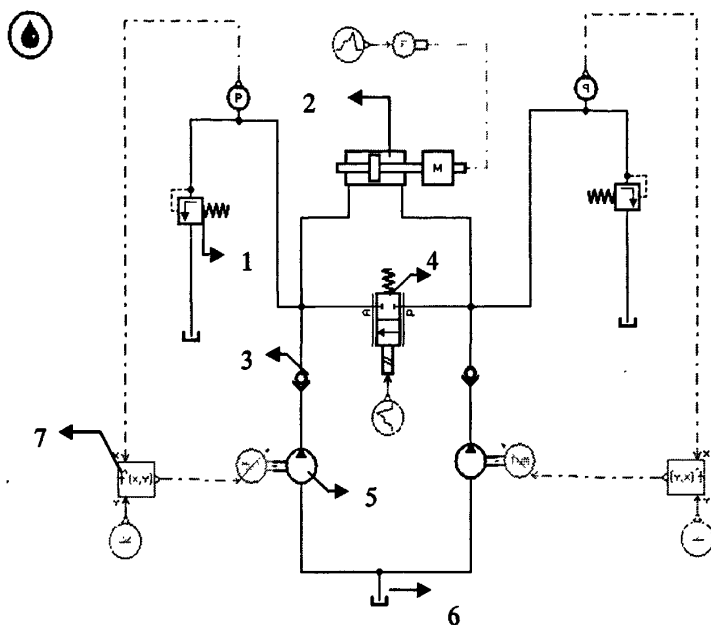
(1) 做负载状态下高速运行滚珠丝杠副的定位精度、重复定位精度、温升及动刚度等试验时，滚珠丝杠副在电机驱动下高速转动，模拟工作台高速运动，此时 $V_{max}=60m/min$ ，负载为最大负载 $P_{动}=P_{max} * 1/3 \approx 6KN$ ；

(2) 做滚珠丝杠副的静负荷和静刚度试验时，滚珠丝杠副处于静止状态受载或在 10r/min 以下传动条件下受载，假设滚珠丝杠副导程为 10mm，则 $V_{max}=0.1m/min$ ，负载为最大负载 $P_{max}=20KN$ 。

2.3.4 液压系统原理图

根据设计要求及对滚珠丝杠副轴向液压加载系统工况的分析，拟定液压系统原理如图 2-7 所示：双杆活塞缸 2 的两端与模拟工作台连接，当丝杠在电机 M 的带动下转动时，工作台随螺母直线运动，活塞杆左右移动。事先调节定压阀 1 的额定压力，活塞缸内的油因定压阀使油缸两腔产生压力差，从而使模拟工作台受载，滚珠丝杠副螺母上随之受

载。设计备用泵 5，如果出现压力减小，就启动电机，运行泵增压，同时考虑到实际运行中压力的波动及系统的稳定性，可以添加辅助调节系统 7，通过压力传感器 P 随时监控压力变化与理想压力的差值，采用控制手段，如 PID 等控制电机转速，调节泵的流量，维持液压系统压力基本稳定，在对加载力要求不高的场合，如进行负载下定位精度、重复定位精度、加速度等性能测试时，目标只是想测得在带负载下的滚珠丝杠副性能，而不在精确控制额定负载下的综合性能，此时，可以省去控制手段，使系统简单易实现。因为滚珠丝杠副做正反运动，双杆活塞缸的两侧对称设置液压结构如图 2-7 所示。二位二通转阀的作用一是高压油路的卸载，二是完成空载实验需要开通二位二通转阀，使液压回路不起作用。



1-定压阀 2-双杆活塞缸 3-单向阀 4-二位二通转阀
5- 液压泵 6-油箱 7-辅助调节系统

图 2-7 液压加载系统原理图

2.4 本章小结

本章围绕滚珠丝杠副综合性能测试平台方案设计这个主题，结合企业要求，对原有性能试验平台进行了技术改造，包括采用激光测长替代原有光栅测长方案，使定位精度测试适应平台高速测量的要求；同时对滚珠丝杠副的支承方案作出调整，使其在高速运行时稳定性提高；根据最新国标将温升测试及噪音测试引入综合性能试验平台，同时针对现有平台无法进行载荷试验及各项基本性能在受载情况下的测试这个局限，设计液压加载系统，通过一定的机械机构与原有平台的模拟工作台相连接，实现滚动丝杠副受载情况下的综合性能测试，同时配以其他辅助传感器可以实现刚度及额定载荷试验。

第三章 滚珠丝杠副轴向静刚度的理论分析

在机床运行中,进行工件加工时,切削力,摩擦力等其他外力会通过工作台传递到滚珠丝杠副和导轨上,以轴向载荷的形式对滚珠丝杠副产生作用。由于加工制造误差、装配间隙、材料的弹性伸缩以及滚珠和丝杠、螺母的接触变形的影响,在轴向载荷作用下,滚珠丝杠副会产生轴向弹性变形,该变形相当于在数控机床中产生一个空行程,是制约滚珠丝杠副和数控机床定位精度的一个重要因素。忽略加工制造误差等外在因素的影响,建立滚珠丝杠副轴向静刚度的理论模型,分析滚珠丝杠副轴向静刚度的影响因素,选择最佳的设计参数,对进一步提高滚珠丝杠副产品性能具有重大意义。同时,推导出一种适合工程应用的轴向静刚度的解析公式,为工程技术人员对精密滚珠丝杠副在承受载荷下的刚度进行验算提供方便,从而确保滚珠丝杠副安全、可靠、稳定工作。

3.1 滚珠丝杠副轴向静刚度的定义

滚珠丝杠副轴向静刚度 R_{bs} 定义为抵抗轴向变形的能力(产生单位变形量所需的载荷),它表示了轴向力作用下,在轴向产生变形量 Δl 为 $1\mu m$ 时所需的轴向力 ΔF (ΔF 的单位: N)^[19]:

$$R_{bs} = \frac{\Delta F}{\Delta l} \quad (3-1)$$

滚珠丝杠副轴向静刚度与滚珠丝杠副设计,支承的形式和轴承布置有关。在进行理论分析和解析公式推导中忽略支承形式和轴承布置的影响,而专注于对滚珠丝杠副自身因素的分析。这些因素主要包括:

- (1) 丝杠的轴向静刚度(R_s)
- (2) 由于产生径向变形滚珠丝杠和螺母的轴向静刚度($R_{n/s}$)
- (3) 滚珠和滚道接触点处的轴向静刚度($R_{b/t}$)

它们之间的关系为^[19]:

$$\frac{1}{R_{bs}} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{f_{ar}} \times \left(\frac{1}{R_{n/s}} + \frac{1}{R_{b/t}} \right) \quad (3-2)$$

在实际产品中,滚道法向截形、表面粗糙度、接触角、节圆直径等制造误差都会对滚珠与螺母、丝杠接触区域的径向变形和轴向变形产生影响,采用精度修正系数 f_{ar} 对滚珠与滚道接触区域滚珠丝杠副轴向静刚度进行修正,经过大量实验,得 f_{ar} 参考值如表 2-1 所示^[19]。

表 2-1 精度系数(参考)^[21]

标准公差等级	1	2	3	4	5
f_{ar}	0.6	0.58	0.55	0.53	0.5

3.2 丝杠的轴向静刚度 (R_s)

丝杠在承受轴向静载荷时的刚度可根据在轴向力 ΔF 作用下所引起的滚珠丝杠的轴向弹性变形 Δl_s 求出,可以用直杆轴向拉伸或压缩时的变形模型来简化,其刚度随着支承方式的不同而不同。通常丝杠受轴向载荷作用而产生的轴向拉伸或者压缩变形约占整个进给传动系统误差的 30%~50%^[30],因而要特别重视提高丝杠的轴向拉压刚度 R_s 。

3.2.1 滚珠丝杠副一端固定安装的轴向静刚度

图 3-1 所示为采用一端固定一端支承安装形式的滚珠丝杠副，设载荷作用点至支承端的距离为 l_s 。根据静力平衡方程，在轴向载荷 F_e 作用下，丝杠固定端的反作用力与外加轴向力 F_e 的大小相等，方向相反；丝杠浮动端没有力作用。这样，载荷作用点至丝杠支承端模型就可以简化为轴向拉伸或者压缩杆件的静定问题，根据杆件的伸长（缩短） Δl 与外加轴向力 F_e 的关系^[31]：

$$\Delta l = \frac{F_e l_s}{EA} \quad (3-3)$$

其中 A 为受拉、压杆件的截面积。对滚珠丝杠，考虑丝杠表面螺纹的影响，以滚珠与滚道接触点处的丝杠外径(d_c)为标准计算等效截面积 A ：

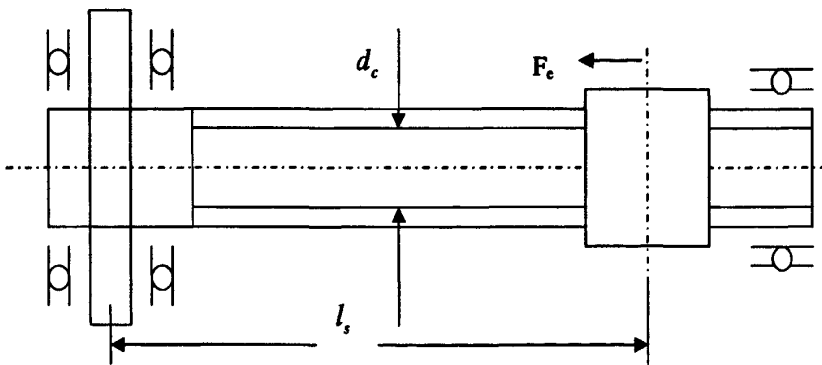
$$A = \frac{\pi}{4} d_c^2 \quad (3-4)$$

$$d_c = D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha \quad (3-5)$$

D_{pw} ——丝杠公称直径

D_w ——滚珠直径

α ——接触角



d_c - 滚珠丝杠上接触点处的直径 l_s - 载荷作用点至支承端的距离

图 3-1 单端固定滚珠丝杠副

根据轴向静刚度的定义及式 3-3 有：

$$d(\Delta l) = \frac{l_s}{EA} d(F_e) \quad (3-6)$$

所以一端固定安装的丝杠轴向静刚度为：

$$R_s = \frac{d(F_e)}{d(\Delta l)} = \frac{EA}{l_s} \quad (3-7)$$

将式 3-4 代入式 3-7，同时根据轴向静刚度的定义，将丝杠长度 l_s 的单位化为 μm ，则有：

$$R_s = \frac{\pi \cdot d_c^2 \cdot E}{4 \cdot l_s \cdot 10^3} \quad (3-8)$$

随着滚珠丝杠副产品的发展，传动速度和传动力要求较大，而且需要较高精度时，可选用中空油冷却丝杠，来降低丝杠的发热对传动精度的影响。对于此类中空滚珠丝杠，在一端固定安装时，其轴向静刚度为：

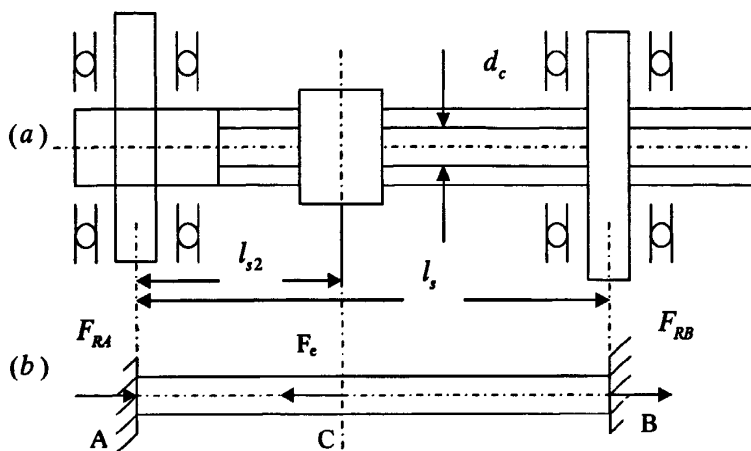
$$R_s = \frac{\pi \cdot (d_c^2 - d_{b0}^2) \cdot E}{4 \cdot l_s \cdot 10^3} \quad (3-9)$$

d_{b0} ——中空丝杠的深孔直径

上述丝杠轴向静刚度的计算公式对于一端固定一端游动的滚珠丝杠副安装方式也同样适用。

3.2.2 两端固定安装滚珠丝杠副的轴向静刚度

滚珠丝杠副的另一种安装形式是两端固定式，其原理如图 3-2(a)所示。此类问题可以简化为杆件的超静定问题：杆件的轴力并不能完全由静力平衡方程解出，需要结合变形协调方程或物理方程三方面的关系求解^[31]。



l_{s2} —载荷作用点至一端的距离 l_s —两支承之间的长度

d_c —滚珠丝杠上接触点处的直径 F_{RA} 、 F_{RB} —两端反力

图 3-2 两端固定安装滚珠丝杠副

如图 3-2 (b) 所示，丝杠两端支承反力分别为 F_{RA} 、 F_{RB} ，静力平衡方程：

$$F_{RA} + F_{RB} - F_c = 0 \quad (3-10)$$

从受力图看出，杆件在 AC 段受压，轴向力为 F_{RA} ，设缩短 Δl_{s2} ；在 CB 段受拉，设伸长 $\Delta (l_s - l_{s2})$ 。因为杆件两端固定，杆件的总长度不能改变，得变形协调方程是：

$$\Delta l_{s2} = \Delta (l_s - l_{s2}) = \Delta l \quad (3-11)$$

在此基础上再根据胡克定律：

$$\sigma = E \varepsilon \quad (3-12)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3-13)$$

将式 3-13 和式 3-12 代入式 3-10 得：

$$E \cdot A \cdot \left(\frac{\Delta l_{s2}}{l_{s2}} + \frac{\Delta (l_s - l_{s2})}{l_s - l_{s2}} \right) = F_c \quad (3-14)$$

根据变形协调方程 3-11，得：

$$E \cdot A \cdot \left(\frac{1}{l_{s2}} + \frac{1}{l_s - l_{s2}} \right) \cdot \Delta l = F_c \quad (3-15)$$

两边取微分得：

$$d(\Delta) = dF_c / (E \cdot A \cdot (\frac{1}{l_{s2}} + \frac{1}{l_s - l_{s2}})) \quad (3-16)$$

所以两端固定安装的滚珠丝杠副的轴向静刚度为：

$$R_s = \frac{dF_c}{d(\Delta)} = E \cdot A \cdot (\frac{1}{l_{s2}} + \frac{1}{l_s - l_{s2}}) \quad (3-17)$$

根据轴向静刚度的定义，将丝杠长度 l_s 的单位化为 μm ，并将面积用式 3-4 表示得：

$$R_s = \frac{\pi \cdot d_c^2 \cdot E}{4 \cdot 10^3} \cdot (\frac{1}{l_{s2}} + \frac{1}{l_s - l_{s2}}) \quad (3-18)$$

同样，对于新型中空的滚珠丝杠，其轴向静刚度为：

$$R_s = \frac{\pi \cdot (d_c^2 - d_{b0}^2) \cdot E}{4 \cdot 10^3} \cdot (\frac{1}{l_{s2}} + \frac{1}{l_s - l_{s2}}) \quad (3-19)$$

其中， d_{b0} 指丝杠中间空心部分的直径。

3.2.3 不同支承方式的丝杠轴向静刚度比较

根据 3.1.1 和 3.1.2 的分析，由式 3-6 和式 3-16 可以画出不同支承方式的滚珠丝杠副在承受轴向载荷 F 作用时，不同位置的轴向变形曲线。

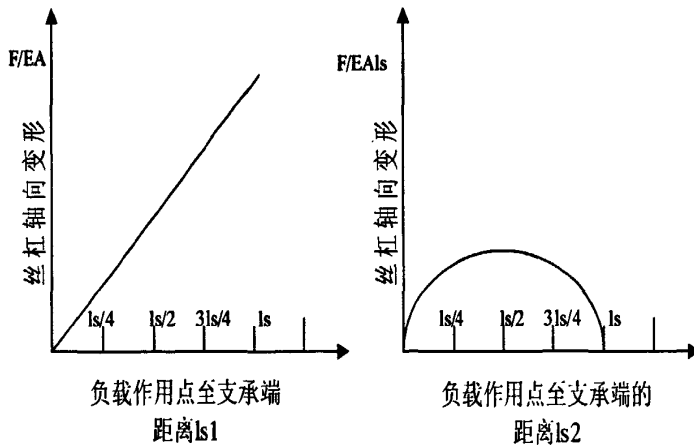


图 3-3 不同支承方式丝杠轴向变形曲线

如图 3-3 所示，单端固定支承滚珠丝杠副，在轴向载荷下，丝杠的轴向变形与螺母距丝杠固定端距离成正比，离固定支承端距离越远，变形越大，即丝杠的轴向静刚度越小，所以单端固定安装的滚珠丝杠副不适宜运用于较长丝杠。

双端固定支承滚珠丝杠副，在轴向载荷作用下，丝杠轴向变形与螺母距支承端的距离呈抛物线规律变化，其最大值在丝杠的中部，即 $l_{s2}=l_s/2$ 处，在丝杠的两端轴向变形接近于零。

同时，从整体上比较，双端固定支承的滚珠丝杠副，丝杠在轴向力作用下变形较小，整体刚度较大。

3.3 由于产生径向变形滚珠丝杠和螺母的轴向静刚度 ($R_{n/s}$)

工程中常见的高压容器、高压管道等，都可以简化成在内压作用下的圆筒，这类圆筒与薄壁圆筒不同，其壁厚与半径属于同一量级的量，称为厚壁圆筒。在探讨滚珠与丝杠、螺母的接触部位径向变形对轴向静刚度的影响时，可以将螺母视为受“内部压力”

(滚珠法向推力的径向分量)的厚壁圆筒;将滚珠丝杠看作受“外部压力”(滚珠法向推力的径向分量)的厚壁圆筒,视滚珠与丝杠、螺母的接触部位为一个整体称为螺母组件。

3.3.1 厚壁圆筒理论

工程中设有圆筒,内半径为 r_a , 外半径为 r_b 。假设圆筒壁厚 (r_b-r_a) 与半径 a, b 属于同一量级的量,圆筒受内部压力 q_a , 外部压力 q_b 作用(图 3-4)。从圆筒中取出单元体 $abcd$, 通过对该单元体的几何关系,物理关系及静力平衡关系的分析,可推得在内压力 q_a 和外压力 q_b 作用下厚壁圆筒沿径向的位移 μ [34]:

$$u = \frac{1-\mu}{E} \frac{r_a^2 q_a - r_b^2 q_b}{r_b^2 - r_a^2} r + \frac{1+\mu}{E} \frac{r_a^2 r_b^2 (q_a - q_b)}{r_b^2 - r_a^2} \frac{1}{r} \quad (3-20)$$

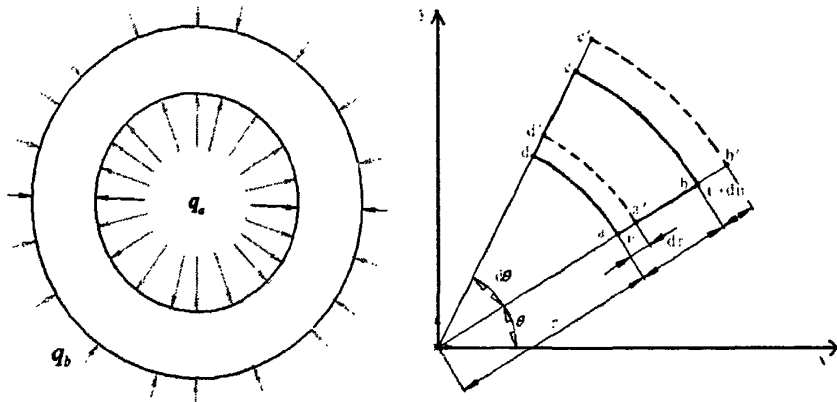


图 3-4 厚壁圆筒受力及变形分析

3.3.2 螺母组件的径向受力和弹性变形分析

两端固定的滚珠丝杠副,由于轴向力或者预紧力作用,滚珠与丝杠,螺母之间存在法向力 P (图 3-5)。忽略制造加工误差的影响,假设滚珠受到的载荷都是相同的,该法向力在螺母和丝杠的径向上分量为 P_r , 承载区域长度为 $i \cdot p_h$ 。因为径向位移发生在滚珠与丝杠、螺母的接触处,分别取螺母和丝杠上接触点处的直径 D_c 和 d_c 为简化圆筒模型的内径和外径。则螺母内表面和丝杠外表面的均布压力 q_a, q_b 分别为:

$$q_a = \frac{P_r}{i \times p_h \times \pi \times D_c}$$

$$q_b = \frac{P_r}{i \times p_h \times \pi \times d_c} \quad (3-21)$$

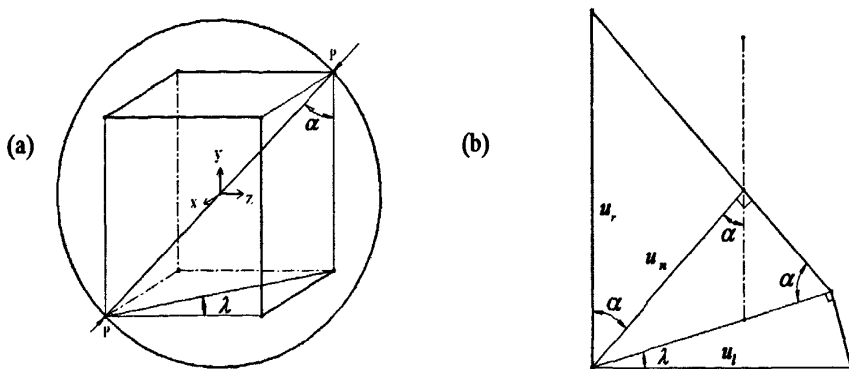
因为假设滚珠与丝杠,螺母一直处于接触状态,螺母和丝杠所受的径向力及径向变形与滚珠所受的径向力和径向变形大小相等,方向相反。为了便于分析,这里以滚珠为研究对象间接地探讨螺母和丝杠的径向受力和变形与所受轴向力和轴向力引起的轴向弹性变形的关系。

建立图 3-5 所示局部坐标系 $o-xyz$ [35], 其中 O 点为滚珠中心点, y 向为丝杠和螺母的径线方向, Z 向为丝杠和螺母的轴线方向。滚珠的径向载荷 P_r 与螺母受到的轴向推力 F_e 之间的关系在的 $o-xyz$ 中的关系为:

$$P_r = F_e / (\cos \lambda \cdot \tan \alpha)$$

将 F_e 用 P_r 表示得:

$$F_e = P_r \cdot \cos \lambda \cdot \tan \alpha \quad (3-22)$$



λ —螺旋升角 α —接触角 P —法向压力
 u_n —法向变形 u_r —径向变形 u_l —轴向变形
 图 3-5 滚珠的受力与变形分析

在径向载荷作用下，滚珠所产生的径向弹性变形 u_r 将使螺母在轴线方向产生位移 u_e ，它们的关系分析如图 3-5(b)所示：

轴线方向上的弹性位移 u_e 与法向弹性变形 u_n 的关系：

$$u_e = u_n \cos \lambda / \sin \alpha \tag{3-23}$$

同时，滚珠径向弹性变形 u_r 与滚珠螺母法向弹性变形 u_n 的关系：

$$u_n = u_r \cos \alpha \tag{3-24}$$

将 (3-24) 代入 (3-23) 得：

$$u_e = u_r \cos \lambda \cot \alpha \tag{3-25}$$

3.3.3 螺母组件的径向变形对轴向静刚度的影响

由于螺旋升角和接触角的存在，在螺母与丝杠滚道面之间产生径向变形时，在轴线方向上将引起螺母组件相对于丝杠有一轴向弹性位移 u_l 。根据轴向静刚度的定义及计算公式 $R = \Delta F / \Delta l$ ，将上面推导的 (3-22) 和 (3-25) 代入得，由于径向变形螺母组件的轴向静刚度 R_l 与径向静刚度 R_r 的关系为：

$$R_{n/s} = \frac{F_e}{u_e} = \frac{F_r \times \cos \lambda \times \tan \alpha}{u_r \times \cos \lambda \times \cot \alpha} = R_r \tan^2 \alpha \tag{3-26}$$

其中 F_r / u_r 表示径向刚度。式 3-26 表明，在滚珠丝杠螺母承载区域虽然径向受力与变形对轴向受力与变形的影响都与螺旋升角 λ 有关，但是承载区域由于径向变形螺母组件的轴向静刚度与螺旋升角 λ 无关，而只与接触角 α 有关，接触角越大，由于径向变形螺母组件的轴向静刚度越高。这也从另一个侧面说明了提高滚珠丝杠副接触角的意义。

3.3.4 单螺母滚珠丝杠副由于径向变形螺母组件轴向静刚度的计算

由上述螺母组件的径向变形对轴向静刚度的影响分析可知，在已知滚珠丝杠副螺旋升角时，只要表达出螺母组件的简化模型所受径向力与径向位移的关系即可。

滚珠螺母：简化为内径为 D_c ，外径为 D_l 的厚壁圆筒，内表面承受均布压力 q_a ，厚壁圆筒的内径为：

$$D_c = D_{pv} + D_w \cdot \cos \alpha \tag{3-27}$$

滚珠丝杠：简化为外径为 d_c ，内径为 d_{bo} 的厚壁圆筒，对实心丝杠，可似为 $d_{bo} = 0$ 的特殊厚壁圆筒，外表面承受均布压力 q_b ，由式 3-20 得，螺母的径向变形 u_n 为：

$$u_n = \frac{1-\mu}{E} \frac{D_c^2 q_a}{D_1^2 - D_c^2} r + \frac{1+\mu}{E} \frac{D_c^2 D_1^2 q_a}{D_1^2 - D_c^2} \frac{1}{r} \quad (3-28)$$

把 $r=D_c$ 代入并化简得:

$$u_n = \frac{q_a}{E} D_c \left(\frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} + \mu \right) \quad (3-29)$$

同由式 3-20 得丝杠的径向变形:

$$u_s = \frac{1-\mu}{E} \frac{-d_c^2 q_b}{d_c^2 - d_{b0}^2} r + \frac{1+\mu}{E} \frac{-d_c^2 d_{b0}^2 q_b}{d_c^2 - d_{b0}^2} \frac{1}{r}$$

把 $r=d_c$ 代入并化简得:

$$u_s = -\frac{q_b}{E} d_c \left(\frac{d_c^2 + d_{b0}^2}{d_c^2 - d_{b0}^2} - \mu \right) \quad (3-30)$$

式 3-30 中负号表示丝杠的径向位移与螺母的径向位移方向相反。

将 q_a 和 q_b 的表达式 3-21 代入式 3-29 和式 3-30 并化简得:

$$\begin{aligned} u_n &= \frac{F_r}{E i p_h \pi} \left(\frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} + \mu \right) \\ u_s &= -\frac{F_r}{E i p_h \pi} \left(\frac{d_c^2 + d_{b0}^2}{d_c^2 - d_{b0}^2} - \mu \right) \end{aligned} \quad (3-31)$$

将承载区域内的滚珠丝杠和螺母体看作一个整体螺母组件, 则螺母组件所产生的径向变形 μ_r 可做如下计算:

$$u_r = u_n + u_s = \frac{F_r}{E i p_h \pi} \left(\frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} + \frac{d_c^2 + d_{b0}^2}{d_c^2 - d_{b0}^2} \right) \quad (3-32)$$

将式 3-31 表示成径向位移和径向力的关系:

$$\frac{F_r}{u_r} = \frac{E i p_h \pi}{\left(\frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} + \frac{d_c^2 + d_{b0}^2}{d_c^2 - d_{b0}^2} \right)} \quad (3-33)$$

考虑到将滚珠丝杠和螺母体看作一个整体螺母组件时, 相当于 2 倍的径向力 F_r 的作用, 所以径向刚度 R_r 的计算是一般厚壁圆筒的 2 倍, 即径向刚度 R_r 为:

$$R_r = 2 \times \frac{F_r}{u_r} = 2 \times \frac{E i p_h \pi}{\left(\frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} + \frac{d_c^2 + d_{b0}^2}{d_c^2 - d_{b0}^2} \right)} \quad (3-34)$$

将 3.3.3 推导的径向变形对轴向静刚度的影响公式 3-26 代入式 3-34, 同时根据滚珠丝杠副的轴向静刚度定义, 将变形化为 μm 为单位, 推得在径向载荷下滚珠螺母体和滚珠丝杠的轴向静刚度:

$$R_{n/s} = \frac{2 \cdot E \cdot i \cdot p_h \cdot \pi \cdot \tan^2 \alpha}{\left(\frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} + \frac{d_c^2 + d_{b0}^2}{d_c^2 - d_{b0}^2} \right) \cdot 10^3} \quad (3-35)$$

3.3.5 有预载的滚珠丝杠副由于径向变形螺母组件轴向静刚度计算

在新型滚珠丝杠的设计中多采用双螺母对称预载的滚珠丝杠副, 这样可以大大提高滚珠丝杠副的接触刚度, 同时从螺母承载区域径向位移对滚珠丝杠副轴向静刚度的影响

来说,两个滚珠螺母体的作用就像预载环一样,所以双螺母的作用是单螺母的2倍^[19]:

$$R_{n/s,pr} = 2 \times R_{n/s} \quad (3-36)$$

因此,从承载区域径向位移对滚珠丝杠副轴向静刚度的影响来说,双螺母滚珠丝杠副的轴向静刚度较单螺母滚珠丝杠副有大幅提高。

3.4 滚珠丝杠副滚珠和滚道的轴向接触刚度 ($R_{b/t}$)

滚珠丝杠副滚珠与滚道的轴向接触刚度是影响滚珠丝杠副整体轴向静刚度的重要因素,其值的大小与滚珠与滚道接触点处的几何因素既滚珠丝杠副结构尺寸密切相关。

赫兹接触理论被广泛运用于两个弹性体的接触分析^{[35][36][37]},研究表明赫兹接触理论同样适用于滚珠与丝杠,螺母的接触分析^{[1][3][4][38]}。

为了寻求简化的,适合工程计算的滚珠丝杠副接触点处的轴向静刚度的解析解,有必要先来对赫兹接触理论做下总结同时结合滚珠丝杠副的实际情况,推导出滚珠丝杠副滚珠和滚道接触点处的轴向静刚度。

为了简化计算,忽略滚珠螺母体和滚珠丝杠的变形,同时,做出如下假设:

- (1) 假设滚道曲面是理想曲面,忽略机械加工不确定度,载荷在滚珠和滚道上分布均匀;
- (2) 假设在产生轴向弹性接触变形时,接触角保持不变;
- (3) 假设相接触件的材料是各向同质,各向同性的。

3.4.1 赫兹接触理论的基本假设

对两个弹性体接触处状态令人满意的分析,是由 Hertz 于 1882 年首先做出。分析中采用下列假设^{[1][3][39][40][44]}:

(1) 接触物体只产生弹性变形,并服从虎克(Hooke)定律:据此,可以采用线性弹性力学的理论和方法。滚珠丝杠副零件材料通常是轴承钢,表面采用淬硬工艺处理。所以,尽管接触应力相当大,但塑性变形很小。正常工作条件下,滚珠丝杠副各部件相接触处的总塑性变形量不超过滚动体直径的万分之一。可以认为,这一假设对滚珠丝杠副是适宜的;

(2) 负荷垂直于接触表面,也就是说,接触表面完全光滑,不计及接触物体之间的摩擦力。由此假设,边界条件简单,接触问题的解会大为简化。试验表明,如果只要计算接触表面的最大压应力、接触表面尺寸和接触物体的弹性趋近量,一般可以得到令人满意的结果。表面摩擦一般会对剪切应力及其位置带来一定的影响;

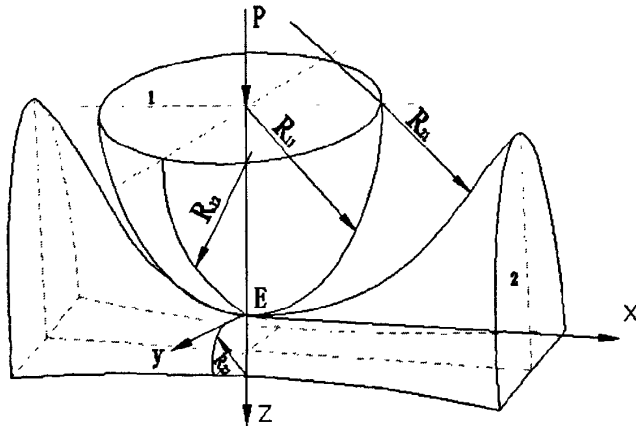
(3) 接触面的尺寸与接触物体表面的曲率半径相比是很小的:这也是文献^[36]中提到的非协调表面的含义。此时可以简化几何条件,不致引起较大的误差。在分析力与位移关系时,可以采取弹性半空间(或半平面)的基本解。事实上,在滚珠丝杠副中,在滚珠与滚道密合度较高时,接触面尺寸与钢球半径是很相近的。但是,前人的研究表面,按此假设所算得的结果,包括接触应力和弹性趋近量,与试验是很符合的。因此认定,多数情况下,此假设适用于滚珠丝杠副。

3.4.2 赫兹接触理论的基本公式

接触分析的难点也是重点之一是接触时不能预先确切地知道接触区的形状。赫兹第一个做出了接触接触区是椭圆的假设,其长半轴为 a ,短半轴为 b 。Hertz 同时判明弹性力学问题与静电势问题相似^[36],通过类比,给出如下基本结论

- (1) 赫兹接触问题的几何描述^[1]

如图 3-6 所示, 两个接触物体 1 和 2 (滚珠丝杠副中即滚珠和螺旋滚道) 最初在 E 点处于接触状态, P 为施加在两个接触物体上的压力。这里引入主曲率半径的概念: 取在曲面在 E 点的法线为 Z 轴, 过 Z 轴可作无限多个剖切平面, 且每个平面与曲面都有一条平面交线, 一般情况下, 这些平面在 E 点的曲率半径是不相等的, 其中必有一个曲率半径最大和最小的, 称为主曲率半径, 如图 3-1 中所示的 R_{11} , R_{12} , R_{21} , R_{22} , 把主曲率半径所在的平面为主平面。数学上可以证明这两个主平面是相互垂直的^{[1][43]}。以 ρ_{11} 、 ρ_{12} 、 ρ_{21} 、 ρ_{22} 表示两个接触物体的主曲率, 其值为主曲率半径 R_{11} , R_{12} , R_{21} , R_{22} 的倒数。



R_{11} 、 R_{12} 、 R_{21} 、 R_{22} —主曲率半径 P —压力

图 3-6 接触问题的几何描述

为了描述接触问题的几何特征, 分别定义曲率和 $\Sigma \rho$ 曲率差 $F(\rho)$:

$$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \quad (3-37)$$

$$F(\rho) = \sqrt{(\rho_{11} - \rho_{12})^2 + (\rho_{21} - \rho_{22})^2 + 2(\rho_{11} - \rho_{12})(\rho_{21} - \rho_{22})\cos w} / \sum \rho \quad (3-38)$$

两个相接触物体的相对曲率 A , B ^{[36][40]} 由下式给出:

$$A = \frac{\sum \rho}{4}(1 + F_\rho) \quad B = \frac{\sum \rho}{4}(1 - F_\rho) \quad (3-39)$$

(2) 接触材料描述

接触刚度的大小与相接触的两物体的材料特性密切相关, 以 E_1 和 ν_1 表示物体 1 材料的弹性模量和泊松比, 以 E_2 和 ν_2 表示物体 2 材料的弹性模量和泊松比, 接触特性的等效弹性模量 E^* 定义为^{[1][36][41]}:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3-40)$$

(3) 赫兹接触理论的主要结论

点接触的两个物体在负荷 Q 的作用下, 接触点将扩展成为一个接触面。该接触面在与接触法线垂直面的投影为一个椭圆, 长半轴为 a , 短半轴为 b , 如图 3-7 所示, 在接触区内, 接触应力按半椭球分布^{[1][36][41]}。

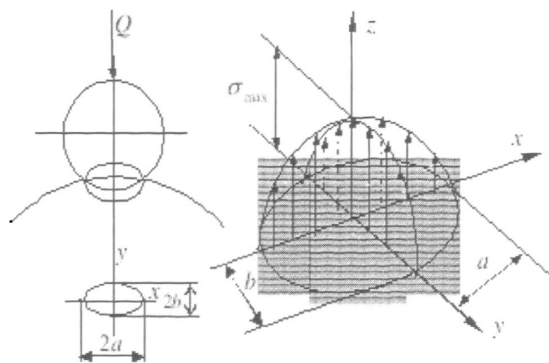


图 3-7 点接触区域与应力分布

赫兹接触理论中，通过式 3-41 确立了该椭圆域参数和几何参数 $F(\rho)$ 的关系：

$$F_{\rho} = \frac{B/A-1}{B/A+1} = \frac{(k^2+1)L(e)-2k^2K(e)}{(1-k^2)L(e)} \quad (3-41)$$

其中 $K(e)$, $L(e)$ 分别指第一、二类完全椭圆积分，它们的计算公式：

$$\begin{aligned} K(e) &= \int_0^{\pi/2} (1-e^2 \sin^2 \varphi)^{-1/2} d\varphi \\ L(e) &= \int_0^{\pi/2} (1-e^2 \sin^2 \varphi)^{1/2} d\varphi \end{aligned} \quad (3-42)$$

椭圆偏心率 e 与椭圆率 $k=b/a$ 的关系是：

$$e = \sqrt{1-k^2} \quad (3-43)$$

由赫兹接触理论得到的接触应力与变形的公式分别为^{[1][36][41]}：

$$\sigma_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad (3-44)$$

$$a = a^* \left(\frac{3Q}{2(A+B)E^*} \right)^{1/3} \quad (3-45)$$

$$b = b^* \left(\frac{3Q}{2(A+B)E^*} \right)^{1/3} \quad (3-46)$$

$$\delta = \delta^* \left(\frac{3Q}{2E^*} \right)^{2/3} \frac{(2A+2B)^{1/3}}{2} \quad (3-47)$$

其中， a^* , b^* , δ^* 是椭圆率 k 的函数，其计算式：

$$a^* = \left(\frac{2L(e)}{\pi k^2} \right)^{1/3} \quad (3-48)$$

$$b^* = \left(\frac{2L(e)k}{\pi} \right)^{1/3} \quad (3-49)$$

$$\delta^* = \frac{2K(e)}{\pi a^*} = \frac{2K(e)}{\pi} \left(\frac{\pi k^2}{2L(e)} \right)^{1/3} \quad (3-50)$$

在赫兹接触理论的求解时，通常根据相接触物体的几何参数（主曲率），通过式 3-41 定义的主曲率函数与椭圆参数的关系，利用式 3-42 和式 3-43 进行迭代，确定椭圆偏心率 e 和椭圆率 k 的值；再由式 3-48、式 3-49 和式 3-50 确定椭圆长半轴系数和短半轴系数及变形系数；最后在给定载荷 Q 作用下由式 3-44 和式 3-47 计算出最大接触应力和弹性趋近量。

3.4.3 赫兹接触理论的近似求解

在分析赫兹接触问题时,首先遇到的就是在表示两物体接触的解析表达式中包含着第一类和第二类完全椭圆积分(式3-42),无法采用一般的数值积分方法进行计算,致使难于求解式3-41这个超越方程,给后面的分析和计算造成困难。为了求解赫兹接触问题国内外许多学者通过大量的实验、数据分析、曲线拟等手段提出了一系列精度不同的数学模型^{[39][40][41][42]},根据分析情况的不同,可以选择适合实际问题的数学模型进行求解,还有学者直接将由接触物体的几何参数确定的相关系数做成数据表^[44],以便查询。另一种是采用数值计算的方法,如复化柯斯公式对椭圆积分和超载方程进行数值求解^[4],值得一提的是基于数值计算方法的有限单元法近年来在各种结构的接触分析问题中越来越得到广泛的运用^{[41][46][53][54]},采用大型有限元软件进行接触分析具有结果直观、易理解,运算速度快等优点,尤其对复杂结构的接触问题有限元分析法的优势更明显。

在工程计算中,经常需要量化分析滚珠丝杠副的各个参数对轴向静刚度、最大接触应力和接触变形的影响,从而为以后滚珠丝杠副产品的优化设计提供理论依据。因此,本章将根据实际情况选择精度较高的数学模型,寻求赫兹接触理论的闭合解,以解析表达式代替常用表格中的各个参数,推导与接触椭圆相对曲率 A, B 相关的赫兹接触参数,并在第四章中通过有限单元法进行验证,下面将重点介绍此闭合解。

(1) 椭圆积分:第一、二类椭圆积分由式(3-51)^[42]给出:

$$\begin{aligned}
 K(e) &= [a_0 + a_1 m_1 + a_2 m_1^2] + [a_3 + a_4 m_1 + a_5 m_1^2] \ln(1/m_1) + \varepsilon_1(m) \\
 L(e) &= [1 + b_1 m_1 + b_2 m_1^2] + [b_3 m_1 + b_4 m_1^2] \ln(1/m_1) + \varepsilon_2(m)
 \end{aligned}
 \tag{3-51}$$

表3-1: 第一类和第二类完全椭圆积分多项式计算系数表^[42]

$a_0=1.3862944$	$a_3=0.5$	$b_1=0.4630151$	$b_3=0.2452727$
$a_1=0.1119723$	$a_4=0.1213478$	$b_2=0.1077812$	$b_4=0.0412496$
$a_2=0.0725296$	$a_5=0.0288729$		

其中,多项式参数 $m_1=k^2$,该式在 $m_1 \leq 1$ 时有效, $\varepsilon_1(m)$ 和 $\varepsilon_2(m)$ 表征了多项式计算的精度,其中 $|\varepsilon_1(m)| \leq 3 \times 10^{-5}$, $|\varepsilon_2(m)| \leq 4 \times 10^{-12}$;

(2) 接触椭圆相关参数的求解:由上述分析可知,通过超越方程式3-41可以求解接触椭圆参数(椭圆率 k /偏心率 e),从而确定接触应力 σ 与接触变形 δ 。精确求解超越方程式3-41可以利用大型软件MATLAB进行。因为分析式3-41可见,椭圆的偏心率 e 是接触物体相对曲率比 A/B 的函数,因此可以利用MATLAB中的特殊函数指定求解精度来进行求解,其精度可以达到 10^{-16} 。Houpert, Greenwood, Hamrock等通过研究证明椭圆率 k 与相对曲率比 A/B 的关系^{[40][46][47][48][49]}可以表示为:

$$k = (A/B)^r \tag{3-52}$$

其中, r 的值又与 A/B 值相关,对 r 的不同取值关系到 k 的求解精度,在精度要求不高的解析解中多数假设 $k=2/3$ ^{[1][46][49]}。通过比较发现J-F. Antoinet等提出的多项式模型在更广的 A/B 值范围内具有更高的精度^[40]。本文拟采用此模型来计算 r 值:

$$r = 2/3 \cdot \frac{1 + \mu_1 X^2 + \mu_2 X^4 + \mu_3 X^6 + \mu_4 X^8}{1 + \mu_5 X^2 + \mu_6 X^4 + \mu_7 X_6 + \mu_8 X^8} \tag{3-53}$$

其中, $X = \log_{10}^{A/B}$, $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4, \mu_5, \mu_6$ 的值如表3-2所示

表3-2: J-F. Antoine1模型系数^[40]

$\mu_1=0.40227436$	$\mu_5=0.42678878$
$\mu_2=3.7491725*10^{-2}$	$\mu_6=4.2605401*10^{-2}$
$\mu_3=7.4855761*10^{-4}$	$\mu_7=9.0786922*10^{-4}$
$\mu_4=2.1667028*10^{-6}$	$\mu_8=2.7868927*10^{-6}$

(3) 赫兹接触理论的求解

上述模型解决了赫兹接触问题解析解的两个关键问题：椭圆积分和超载方程的求解。同时相较于其他数学模型，具有较高的精度。因此，赫兹点接触理论的求解流程可以根据上文总结如图 3-8 所示，已知量为相接触的两个物体的尺寸参数和材料参数，对于滚珠丝杠副而言，即是滚道法向截形，滚珠直径，接触角，公称直径等参数。由图 3-8，当已知滚珠与滚道接触点处的主曲率时，可以方便的求出特定种类滚珠丝杠副的滚珠与滚道的轴向接触变形。

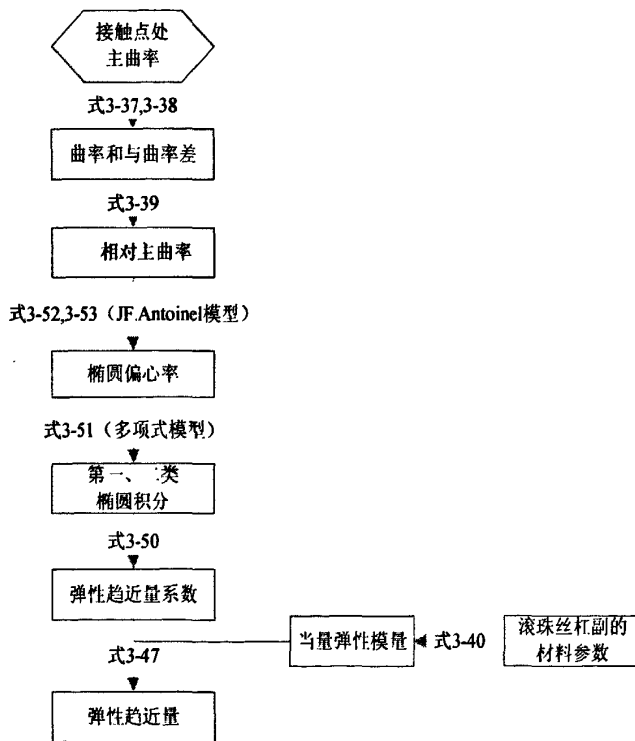


图 3-8 赫兹点接触理论求解流程

3.4.4 单螺母无预紧滚珠丝杠副的轴向接触刚度

由上述赫兹点接触理论的求解流程可知，若两接触物体在接触点处的主曲率值已知，就可以通过所建立的高精度的数学模型求出法向应力与法向变形。因此，首先对滚珠丝杠副滚珠与螺母、丝杠接触点处的主曲率进行求解。滚珠由于是规则的球体，其曲率较为简单，但是螺母和丝杠由于螺旋升角的存在，要想求得主曲率需要求解出螺旋滚道面的方程，姜洪奎，吴长宏等采用 Frenet-Serret 活动标架建立局部坐标系和整体坐标系，通过坐标转换，成功推导出螺旋滚道的曲面方程并求解出滚道曲率如下^{[3][4][29][43]}：

$$\rho_{11} = \rho_{12} = \frac{2}{D_w}$$

$$\begin{aligned}\rho_{21} &= -\frac{1}{f_m \cdot D_w} \\ \rho_{22} &= -\frac{2 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \lambda}{D_{pw} + D_w \cdot \cos \alpha}\end{aligned}\quad (3-54)$$

滚珠与丝杠滚道接触点处的主曲率为:

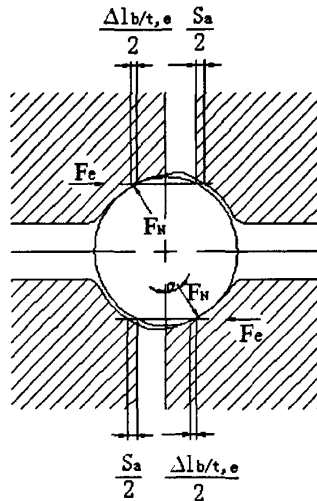
$$\begin{aligned}\rho_{11} = \rho_{12} &= \frac{2}{D_w} \\ \rho_{21} &= -\frac{1}{f_r \cdot D_w} \\ \rho_{22} &= \frac{2 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \lambda}{D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha}\end{aligned}\quad (3-55)$$

α —接触角

λ —螺旋升角

D_{pw} —公称直径

D_r —滚珠直径



S_a —轴向间隙 $l_{b/t,e}$ —接触变形 F_e —轴向负载

图 3-9 单螺母无预载滚珠丝杠副

滚珠丝杠副在实际工作中承受轴向工作载荷,在此载荷作用下,滚珠与螺旋滚道接触点处会在轴向产生弹性变形。在本节的前 3 小节,用赫兹接触理论模型对两个弹性体的接触问题做了分析,并利用 *J-F. Antoinet* 等提出的模型对赫兹接触问题的解析解进行了分析。式 3-47 给出了两个接触物体的法向接触变形与所承受的法向载荷之间的关系,有必要通过对滚珠丝杠副接触点处的受力与变形分析,将此关系转化为滚珠丝杠副轴向载荷与轴向接触变形之间的关系。

设工作滚珠数目为 Z ,根据图 3-5 考虑螺旋升角影响的滚珠受力与变形分析,若认为在理想工作情况下,轴向工作载荷均匀地分配给所有的工作滚珠,且每个滚珠的法向力的合力通过丝杠轴线,则单个滚珠也承受的法向力 F_N 与螺母受到的总的轴向推力 F_e 之间的关系为^[1]:

$$F_N = \frac{F_e}{Z \cdot \cos \lambda \cdot \sin \alpha}\quad (3-56)$$

$$Z = i \cdot \left(\frac{D_{pw} \cdot \pi}{\cos \lambda \cdot D_w} \right)_{\text{取整}} \quad (3-57)$$

i —工作滚珠圈数

在法向载荷作用下，滚珠与滚道接触点处的法向变形 μ_n ，在轴线方向上将引起螺母相对于丝杠有一轴向弹性位移 μ_l （即轴向弹性变形量），由图 3-5（b）的位移量几何关系图可得：

$$\mu_l = \mu_n \cos \lambda / \sin \alpha \quad (3-58)$$

其中： $\mu_n = \mu_{sb/t} + \mu_{nb/t}$

$\mu_{sb/t}$ —丝杠侧滚珠与滚道法向接触变形

$\mu_{nb/t}$ —螺母侧滚珠与滚道法向接触变形

将式 3-56 和式 3-58 的表达式代入赫兹接触变形的表达式 3-47 得：

$$\mu_l = \left(\delta_{sb/t} \cdot \frac{(2A_{sb/t} + 2B_{sb/t})^{1/3}}{2} + \delta_{nb/t} \cdot \frac{(2A_{nb/t} + 2B_{nb/t})^{1/3}}{2} \right) \left(\frac{3}{2E^*Z} \right)^{2/3} \cdot \frac{\cos^{1/3} \lambda}{\sin^{5/3} \alpha} \cdot F_e^{2/3} \quad (3-59)$$

$$\text{令： } k = \left(\delta_{sb/t} \cdot \frac{(2A_{sb/t} + 2B_{sb/t})^{1/3}}{2} + \delta_{nb/t} \cdot \frac{(2A_{nb/t} + 2B_{nb/t})^{1/3}}{2} \right) \left(\frac{3}{2E^*Z} \right)^{2/3} \cdot \frac{\cos^{1/3} \lambda}{\sin^{5/3} \alpha}$$

称 k 为轴向接触变形系数，从该 k 的表达式和 δ^* 的表达式 3-50 可见， k 值只与丝杠、滚珠及螺母的结构参数，滚珠丝杠副的材料以及产品的装配参数有关。这样由于赫兹应力单螺母受载后而产生的轴向变形量可由下式计算：

$$\begin{aligned} \mu_l &= k \cdot F_e^{2/3} \\ d(\Delta\mu_l) &= \frac{2}{3} \cdot k \cdot F_e^{-1/3} dF \end{aligned} \quad (3-60)$$

在轴向力 F_l 作用下，滚珠与滚道接触点处的轴向静刚度 $R_{b/t}$ 为：

$$R_{b/t} = \frac{dF}{d(\Delta\mu_l)} = \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{k} \cdot F_e^{1/3} \quad (3-61)$$

式 3-61 表明单螺母滚珠丝杠副的轴向接触刚度不是一个常数，而与载荷相关，且与载荷的关系为非线性关系。同时，由式 3-61 可见，可以通过增加滚珠丝杠副上的轴向力来提高滚珠丝杠副的轴向接触刚度 $R_{b/t}$ ，这正是采用预载滚珠丝杠副的原因，下一小节将要研究通过增加预载力 F_{pr} 来提高轴向静刚度的滚珠丝杠副接触刚度的计算。

3.4.5 对称预载滚珠丝杠副的轴向接触刚度

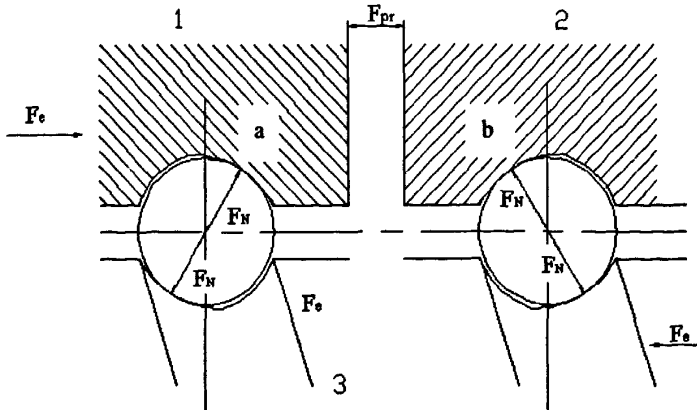
为了在滚珠与滚道接触点处得到高的刚性，通常采用在螺母系统加预载荷的方法，对于采用增加预载方式的单螺母，在低载荷时的变形忽略不计^[19]。

图 3-10 为垫片式双螺母预紧结构滚珠螺旋副的工作原理图。通过预紧垫片使螺母 1、2 与滚动分别在 a 、 b 点接触，且接触角方向恰好相反。

F_{pr} 为预紧力，在滚珠螺旋副的外加轴向工作载荷 F_e 为零时，根据式 3-60 由对称预载螺母系统的预载所引起的螺母与滚道接触点处的轴向变形可从下式计算出来：

$$\mu_{l,pr} = k \cdot F_{pr}^{2/3} \quad (3-62)$$

其中， k 是轴向接触变形系数。



F_N —法向接触力 F_e —轴向负载 F_{pr} —预紧力
1、2—螺母 3—丝杠
图 3-10 对称预载的滚珠丝杠副

图 3-10 中,在轴向工作载荷 $F_e \neq 0$ 时,螺母 1 在力 F_e 作用下接触点处的法向力 F_N 将比 F_e 为零时减小 F_1 , 因此弹性变形减小,处于弹性恢复阶段;螺母 2 则相反,在力 F_e 作用下,由于预紧力产生的弹性接触变形将增大,使得螺母 2 中接触点处的法向力将增加一个附加的法向力 $F_2^{[1]}$ 。

一般情况下,螺母 1 和螺母 2 的结构相同,内部包含有相同的滚珠数,假设为 Z ,考虑螺旋升角影响,根据螺母所受的法向力与轴向推力之间的关系式 3-56,由螺母的平衡条件有:

$$F_1 + (F_N - F_1) \cdot Z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda - (F_N + F_2) \cdot Z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda = 0 \quad (3-63)$$

令 $F = F_1 + F_2$, 整理后得:

$$F = F_1 + F_2 = \frac{F_e}{Z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda} \quad (3-64)$$

从式 (3-64) 可以看出, F 值就是轴向工作载荷 F_e 作用下单个滚珠所受到的平均法向力。当外加轴向载荷 F_e 增大时, F 值增大,对应的螺母 1 与滚珠接触点处的法向力减小,螺母 2 与滚珠接触点处的法向力增大,当螺母 1 与滚珠接触点处的法向力减小到等于零时,表明螺母 1 的预加接触变形量在轴向工作载荷作用下由于弹性恢复而完全消失。此时,如果轴向工作载荷 F_e 继续增大,则螺母 1 与滚珠接触点处将出现轴向间隙,造成滚珠丝杠传动中的反向间隙,产品定位精度下降,所以常将此时滚珠丝杠副所承受的载荷 F_1 称为预紧滚珠丝杠副允许的最大轴向工作载荷 F_{lim} 。可以证明^[1]:

$$F_{lim} = 2^{3/2} \times F_{pr} \quad (3-65)$$

当 $F_e = F_{lim}$ 时,对螺母 1 由于预紧力所产生的轴向弹性接触变形正好消失,螺母 2 由于轴向载荷相对于丝杠所产生的轴向弹性接触变形量为 $\mu_{b/t,lim}$,根据变形协调原理,在轴向载荷 F_e 作用下,螺母 1 的弹性恢复量应该恰好等于螺母 2 相对丝杠的弹性接触变形量:

$$\mu_{l,pr} = \mu_{l,lim} \quad (3-66)$$

研究证明^[1]:对双螺母预紧结构滚珠丝杠副在所承受轴向负载 $0 < F < F_{lim}$ 时,其接触变形曲线近似于线性关系,所以在简化计算,对双螺母预紧结构滚珠丝杠副其轴向接触刚度可以 $F = F_{lim}$ 时的接触刚度为参考。根据轴向静刚度的定义,双螺母滚珠丝杠副,滚珠与滚道接触点处的刚度由下式得:

$$R_{b/t} \approx \frac{F_{lim}}{\mu_{l,pr}} = 2^{3/2} \times \frac{1}{k} \times F_{pr}^{1/3} \quad (3-67)$$

对滚珠四点接触的预载单螺母的滚珠与滚道的接触刚度是要所两点滚珠接触的双螺母预载来计算的。

3.5 滚珠丝杠副轴向静刚度的计算实例

根据前面对丝杠轴向静刚度，滚珠和滚道的接触刚度以及丝杠和螺母接触区域径向刚度对滚珠丝杠副轴向静刚度影响的分析，可以在给定滚珠丝杠副结构参数情况下，很方便的给出滚珠丝杠副系统轴向静刚度的值。

3.5.1 单螺母滚珠丝杠副系统轴向静刚度的计算实例

由赫兹点接触理论的求解流程图 3-8，结合本章前面对丝杠轴向静刚度和螺母组件轴向静刚度建立的数学模型，可将滚珠丝杠副轴向静刚度的求解流程总结如图 3-11 所示：

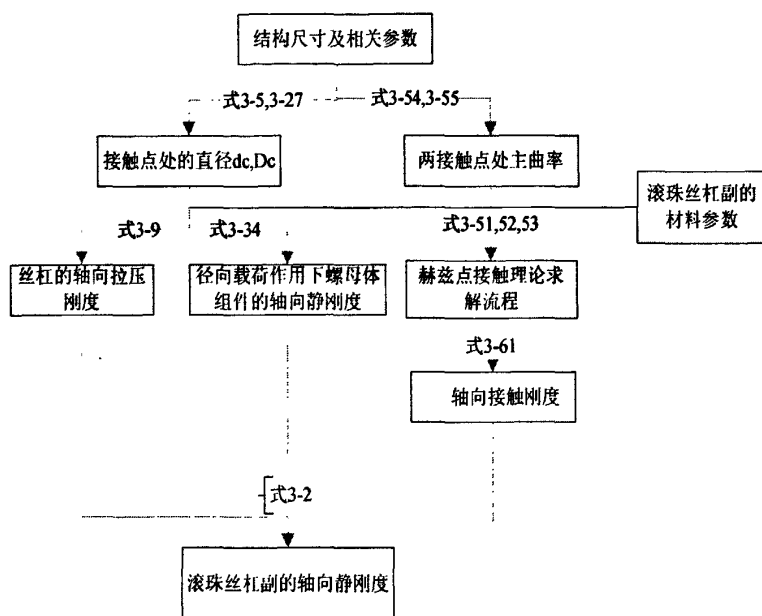


图 3-11 单螺母滚珠丝杠副轴向静刚度求解流程

根据图 3-11 可以在给定滚珠丝杠副产品结构尺寸和相关参数的情况下方便的进行滚珠丝杠副轴向静刚度的解析计算，为产品设计和产品的参数优化提供方便。

以南京工艺装备制造有限公司的产品内循环浮动式单螺母滚珠丝杠副某款型号为例，假设相接触件的材料是同质，各向同性的，弹性模量 $E=2.1 \times 10^5$ ，泊松比 $\mu = 0.3$ 。运用上述结论进行轴向静刚度的分析，产品尺寸参数如表 3-3 所示。

表 3-3: 产品结构尺寸及相关参数^[21]

名称	数值	名称	数值
丝杠公称直径 D_{pw}	32mm	载荷圈数 i	3
滚珠直径 D_w	5.953mm	滚珠丝杠和螺母的适应度 f_{rs}, f_{rn}	0.54
导程 P_n	10mm	接触角 α ($^\circ$ C)	39
螺母外径 D_1	53mm	标准公差等级	3

根据本文建立的模型所计算的滚珠丝杠副轴向静刚度与查表所得的滚珠丝杠副轴向静刚度以及 GB/T17587.4-2008 中所建立的不考虑滚珠丝杠螺旋升角的轴向静刚度模

型值分别列于表 3-4，因为轴向接触刚度是随着外加负载 F 变化的，下表所计算的接触刚度是在 $F=8\text{KN}$ 时算出的。

表 3-4 不同模型的结果对比表

名称	轴向接触变形 μ_l	轴向接触刚度 R_{bt}	整体刚度 R_{bs}
解析解结论	18.5316 μm	647.543N/ μm	158.4148N/ μm
查表结论	18.8962 μm	635.055N/ μm	157.0413N/ μm
国标结论	19.0784 μm	628.983N/ μm	156.3623N/ μm

结论：

(1) 比较表 3-4 中解析解结论与查表结论可见，它们的轴向接触变形误差为 1.93%，整体刚度误差为 0.87%，说明本文所建立的解析解模型与查表结论基本一致，模型是合理的；

(2) 在最新制定的国家标准 GB/T17587.4-2008 中，忽略螺旋升角的影响，建立了滚珠丝杠副轴向接触刚度的模型，利用该模型计算结论如表 3-4 所示，国标结论与查表结论轴向接触变形误差为 0.96%，整体刚度误差为 0.43%。说明螺旋升角对轴向静刚度的影响不大，这也是为什么研究者们在对滚珠丝杠副的各项研究中忽略螺旋升角影响，以滚珠轴承的研究思想来研究滚珠丝杠副的原因，如在滚珠丝杠副的有限元分析中，通常据此忽略螺旋升角建立模型^[4]。

3.5.2 对称预载滚珠丝杠副轴向静刚度的计算实例

以南京工艺装备制造有限公司的产品内循环浮动式垫片预紧滚珠丝杠副某款产品为例，假设相接触件的材料是同质的，各向同性的，弹性模量 $E=2.1 \times 10^5$ ，泊松比 $\mu=0.3$ ，运用上述结论进行轴向静刚度的分析，根据对称预载滚珠丝杠副接触刚度线性化特点，以极限载荷 F_{lim} 时的轴向接触刚度为参考进行计算。

表 3-5: 产品结构尺寸及相关参数

名称	数值	名称	数值
滚珠节圆直径 D_{pw}	32mm	载荷圈数 i	3
滚珠直径 D_w	5.953mm	滚珠丝杠和螺母的适应度 f_{rs}, f_{rn}	0.54
导程 P_h	10mm	接触角 α ($^\circ\text{C}$)	39
螺母外径 D_1	53mm	轴向等效载荷 F_1 (KN)	8-20
标准公差等级	3	预紧力 F_{pr} (KN)	10

对称预载滚珠丝杠副轴向静刚度的计算流程与单螺母丝杠副轴向静刚度的计算流程相似，只是在接触刚度计算中用式 3-67 代替式 3-61；径向载荷下螺母体组件的轴向静刚度是单螺母滚珠丝杠副的 2 倍，即式 3-36 所示，据此计算结果如下：

表 3-6 不同模型的计算结果

名称	轴向接触刚 R_{bt} (N/ μm)	螺母组件的轴向静 刚度 $R_{n/s}$	整体刚度 R_{bs} (N/ μm)
解析解结论	1315.302	13560.89	210.40
查表结论	1289.938		215.23
国标结论	1277.604	13560.89	208.60

结论：

(1) 在传统的查表法进行计算时一般都忽略螺母组件的轴向静刚度，即 3.3 中所讨论的由于产生径向变形滚珠丝杠和螺母的轴向静刚度($R_{n/s}$)，从表 3-6 可见对于对称预载

的滚珠丝杠副，其螺母组件的轴向静刚度相较于轴向滚珠与滚道的轴向接触刚度大得多，所以对滚珠丝杠副整体轴向静刚度的影响在简化计算中可以忽略，但这并不代表对所有型号的滚珠丝杠副都可以忽略，例如文献[19]中附录所给滚珠丝杠副型号，如果考虑螺母组件的轴向静刚度影响与不考虑其影响整体静刚度相差近 20%，为了可靠起见，在解析计算中还是应该估计一下螺母组件的轴向静刚度；

(2) 比较表 3-4 和表 3-6 可见，在结构尺寸参数相同的情况下，对称预载滚珠丝杠副的轴向接触刚度比单螺母滚珠丝杠副的轴向接触刚度提高约 2 倍，滚珠丝杠副的整体静刚度提高约 40%。上述数据一方面验证了预载滚珠丝杠副轴向静刚度有大幅提高的结论，同时也否定了一些参考资料上笼统的说预载滚珠丝杠副刚度是非预载滚珠丝杠副 2 倍的结论，滚珠与滚道的接触刚度是滚珠丝杠副整体刚度的一部分而不是全部。

3.6 本章小结

本章对滚珠丝杠副的轴向静刚度进行了理论分析，分别利用拉、压杆件模型，厚壁圆筒模型和赫兹接触理论模型，建立了丝杠、螺母组件和滚珠与滚道接触部分的所受力及在所受力作用下所产生的形变的模型，推导了高精度的滚珠丝杠副整体轴向静刚度的解析解，并通过实例验证了所建立模型的正确性和准确性。通过比较发现滚珠与滚道的接触刚度及丝杠自身的拉、压刚度是影响滚珠丝杠副整体轴向静刚度的主要原因，而滚珠丝杠副受载点距固定支承端的距离及丝杠的接触点处直径的大小是影响丝杠拉、压刚度的主要原因，滚珠与滚道接触点处法向截面的几何参数，如滚珠直径，曲率比，接触角，滚珠个数等是影响滚珠与滚道接触刚度的主要原因，螺旋升角对滚珠丝杠副的接触刚度有影响，但不是主要因素。

第四章 滚珠丝杠副接触变形的有限元分析

本文在第三章分别通过等截面梁理论、厚壁圆筒理论和赫兹接触理论建立了滚珠丝杠副轴向静刚度的理论模型，并进行了简化求解。其中由于赫兹接触所引起的轴向接触变形对滚珠丝杠副的轴向静刚度影响较大，在第三章中通过采用 J-F. Antoine^[1] 模型和简化的椭圆积分计算公式推导了滚珠丝杠副的轴向接触变形及轴向接触刚度的解析解。为了验证轴向接触变形和接触刚度计算的准确性，本章借助有限元非线性分析手段对滚珠丝杠副轴向接触变形进行仿真，并与表 3-4 中通过解析解法计算的赫兹接触理论相关的结果进行对比分析。

4.1 有限元接触分析简介

接触问题分析属于状态非线性分析范畴。接触是一种高度非线性行为，接触问题可以分为两种基本类型：刚体—柔体的接触，柔体—柔体的接触。在刚体—柔体的接触分析中，一个表面是完全刚性的；除刚体运动外无应力和变形，另一表面为软材料构成是可变形的；在柔体—柔体的接触分析中，两个接触体都可以变形。

ANSYS 采用接触单元来模拟接触问题，接触单元跟踪接触位置，保证接触协调性（防止接触表面相互穿透），在接触表面之间传递接触应力（正压力和摩擦）。接触单元就是覆盖在分析模型接触面上的一层单元，在 ANSYS 中可以采用三种不同的单元来模拟接触：面—面接触单元、点—面接触单元和点—点接触单元。每种接触单元适用于特定类型的问题，本文将详细讨论面—面接触单元在滚珠与丝杠及螺母滚道接触分析中的应用。

4.1.1 面面接触单元

ANSYS 支持刚体—柔体的面面接触单元，刚性面被当作目标面，分别用 TARGE169 和 TARGE170 来模拟 2D 和 3D 的“目标”面；柔性体的表面被当作“接触”面，用 CONTA171、CONTA172、CONTA173、CONTA174 单元模拟。一个目标单元和一个接触单元叫做一个“接触对”，ANSYS 通过一个共享的实常数号来识别接触对。为了建立一个接触对，可给目标单元和接触单元指定相同的实常数号。与点—面接触单元相比，面—面接触单元有如下优点^{[3][50][51]}：

- (1) 支持低阶和高阶单元；
- (2) 支持存在大滑动和摩擦的大变形；
- (3) 可以提供更好的接触分析结果；
- (4) 支持法向压力和摩擦应力，更适用于工程问题分析；
- (5) 不受刚体表面形状的限制，对刚体表面的光滑性要求不严格，允许有自然的或网格离散引起的表面不连续；
- (6) 允许多种建模控制；
- (7) 支持从绑定接触、渐变初始渗透、目标面自动移动到初始接触、平移接触面（梁和单元的厚度）、死活单元等各种类型的分析，使用这些单元能模拟直线（面）和曲线（面）。接触分析通常采用简单的几何形状（例如圆、抛物线、球、圆锥、圆柱）模拟曲面，通过使用特殊的前处理技巧可以建立非常复杂的刚体形状。

4.1.2 面面接触分析步骤

在涉及到两个边界的接触问题中，会很自然地把一个边界作为目标面而把另一个作

为接触面。对于刚体—柔体的接触问题，目标面总是刚性面，接触面总是柔性面，这两个面合起来叫做接触对。使用 TARGE169 和 CONTA171 或 CONTA172 来定义 2D 接触对，使用 TARGE170 和 CONTA173 或 CONTA174 来定义 3D 接触对，ANSYS 通过相同的实常数号来识别接触对。面—面接触分析的具体过程如下^{[3][50][52]}：

(1) 建立基体有限元模型：设置基体单元类型、实常数、材料特性并给基体分网划分网格；

(2) 指定接触面和目标面：一般目标单元应选择网格较粗的面、平面或者凹面、刚度较大的面、表面网格阶数较低面，大小较大的面；

(3) 设置单元选项和实常数：接触对由实常数号来定义，接触单元和目标单元必须具有相同的实常数；

· (4) 建立目标面单元；

(5) 建立接触面单元；

(6) 在有限元模型上施加边界条件；

(7) 定义求解选项和载荷步；

(8) 求解接触问题；

(9) 查看结果：结果包括位移、应力、应变和接触等信息；接触压力、摩擦应力、总应力、接触侵入、接触间隙距离、滑动距离和接触状态都可以从/POST1 或/POST26 中得到。

4.2 有限元模型的建立

正确、合理的有限元模型是进行接触分析的基础，也是保证分析成功的关键。ANSYS 在非线形分析中，将载荷分成一系列载荷增量，对每一个载荷增量进行单独求解，在各载荷增量求解结束后，调整刚度矩阵以反映结构刚度的非线性变化，同时通过一系列手段控制误差。接触是一种高度非线性分析问题，其计算成本随着接触对的增多而大幅增大，为了进行有效的计算，需要理解问题的本质特性，根据不同的分析目的对模型做出不同的简化。

4.2.1 模型的简化

本文所建立的滚珠丝杠副的模型尺寸参数和第三章进行理论计算时的数据表 3-3 相同，滚珠与滚道接触模型的简化基于以下原则进行：

(1) 分析目的

本文所进行的分析主要是为了验证第三章中所建立的滚珠与滚道接触刚度模型的合理性。在做模型简化时抓住影响滚珠与滚道接触弹性趋近量和应力的主要因素，忽略次要因素。从第三章对滚珠丝杠副轴向接触刚度的分析可见，影响单个滚珠与丝杠滚道及螺母滚道轴向接触弹性趋近量 δ 和接触应力 σ 的主要因素包括滚珠直径 D_w ，滚道适应率 f_{rs}/f_{rn} ，接触角 α ，节圆直径 D_{pw} 以及螺旋升角 ϕ 。螺旋升角的存在使得滚道曲面变得复杂，可以假定式 3-51 和式 3-52 中的 $\phi=0$ ，即忽略螺旋升角的影响；

(2) 遵循解析模型的假设

在第三章进行滚珠与滚道接触分析之间，对模型做出了一系列的假设，这些假设的共同目的在于确保每个滚珠与滚道的接触状态相同或者相似，从而可以通过对一个滚珠与滚道接触状态的分析来反映滚珠丝杠副整体接触状态，为推导由于接触变形对滚珠丝杠副系统轴向静刚度的影响提供方便。因此，在建立有限元验证模型时也遵循相同的假设，从而可以将模型简化为单个滚珠的接触分析；

(3) 减少计算成本

接触分析是高度非线性行为，随着接触单元增多计算成本明显增大，因此，在建立有限元模型时要结合理论模型的分析结论，预先估计可能接触区域，既要确保所选接触面和目标面覆盖实际接触区域又要尽量减小接触面和目标面的面积。

根据上述原则，及表 3-3 所示数据建立有限元模型如图 4-1 所示。

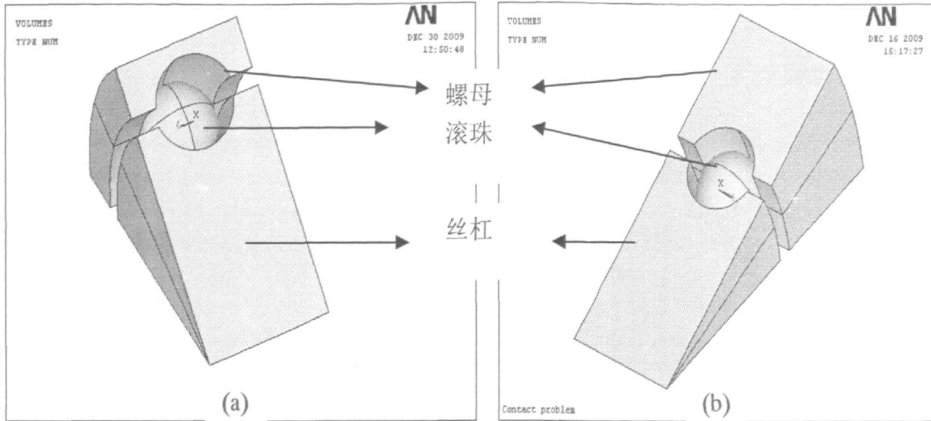


图 4-1 单螺母滚珠丝杠副滚珠与滚道接触简化模型

在图 4-1 中，忽略螺旋升角的影响，建立第 i 圈滚道内的螺母、丝杠、滚珠装配模型。根据表 3-3 中的尺寸参数和式 3-54，第 i 圈滚道内滚珠数目为： $Z_i = D_{pr} * \pi / D_r = 16$ （取整）。考虑对称性，取 1/16 模型进行分析。利用表 3-3 中的数据建立的模型如图 4-1 (b) 所示，在对该模型的试分析中发现，由于螺母高度较大，当在螺母侧面施加法向压力时，螺母顶部所受的力矩作用较明显，螺母顶部位移比底部大很多，同时螺母发生扭转，在摩擦力作用下滚珠转动范围明显增大，这与实际情况有出入。考察模型发现，产生这种现象的主要原因是简化模型以单滚道内一个滚珠与滚道的接触建立模型，而在实际产品中螺母滚道数大于 15 圈，所以抗弯刚度增强。在滚珠与滚道的接触分析中螺母的高度对轴向弹性趋近量影响不大，为了降低轴向载荷所产生的力矩影响，在仿真时适当降低螺母的高度，实际仿真模型如图 4-1 (a) 所示。

4.2.2 有限元网格的划分

网格划分是有限元分析前处理的关键环节，合适的单元选择以及网格划分密度的控制都将影响分析结果。实践表明，对同一个研究对象，选用不同的单元类型和不同的网格划分控制手段结果会有很大差别。在接触分析问题中，由于更关注接触部分的应力和变形，所以对接触部分网格划分的要求更高。考虑滚珠丝杠副的曲面特征，本文选用 SOLID92 单元对模型基体进行网格划分。

SOLID92 单元描述^[59]：SOLID92 具有二次方位移函数，能很好的对不规则体进行网格划分。此单元由十个节点定义，每个节点有三个自由度：节点 X、Y 和 Z 方向位移。并且单元有大变形和大张力的能力。该单元的几何结构、节点位置和单元坐标系如图 4-2 所示。

选用 SOLID92 单元的另一个原因是，非线性接触分析需要占用大量的计算资源，计算量的大小与接触区域的大小密切相关，同时要想取得较高的分析精度接触区域的网格划分一定要尽量细，因此本文采用对可能接触区域网格进行局部细化，其他区域作一般网格划分的分网策略，以获取接触分析的更高精度。而对三维实体单元，ANSYS 只允许对四面体单元进行网格的局部细化。SOLID92 单元便是四面体单元的一种，适用网格细化。

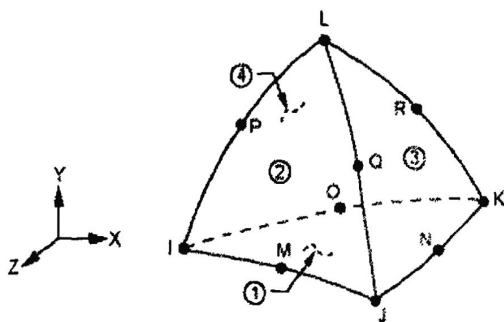


图 4-2 SOLID92 几何模型

利用 ANSYS 提供的局部细化网格控制选项对接触区域的网格进行细化, 细化参数如图 4-3 所示, 细化水平和细化深度都为 2, 此时能保证接触区域网格小于预测的接触面积, 同时也保证了接触面之下的一层单元厚度相似。因为在接触单元的实常数设置以控制接触行为时, 常用比例因子进行设置, 而该比例因子的基数是下层覆盖层单元的厚度, 所以接触单元的下层覆盖层单元厚度最好相同或者差距不大, 否则计算结果会与预期的产生较大差距。

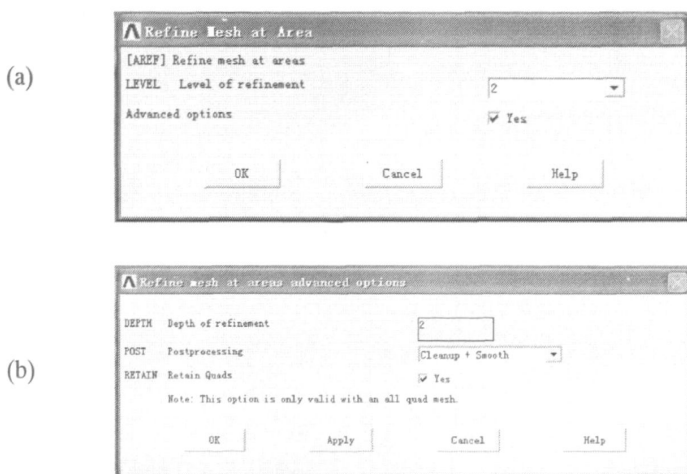


图 4-3 网格细化设置

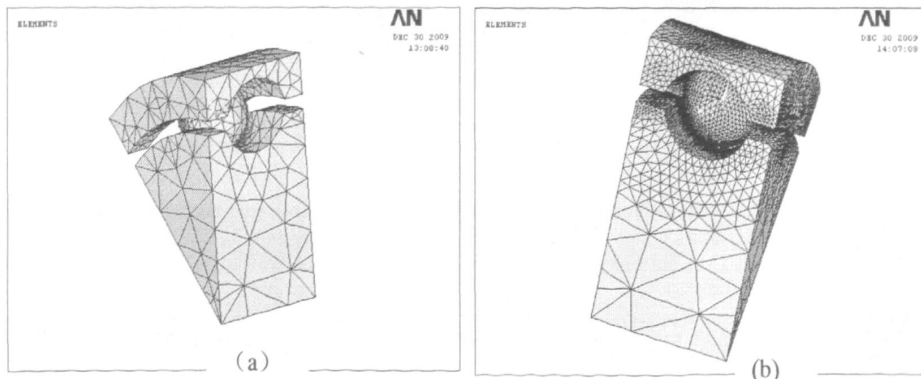


图 4-4 网格划分结果

图 4-4(a) 为没有经过局部细化的初步网格划分图, 此时滚珠、螺母和丝杠所有部位

的划分密度是相同或者相近的,在此基础上利用上述各项参数的设置进行网格初局部细化后,细化后的网格划分结果如 4-4(b)所示,在实际进行分析时利用的是 4-4(b)所示的网格。

4.2.3 接触对的创建及载荷的施加

(1) 接触对的创建

使用 ANSYS 软件的面-面接触单元建立滚珠表面与滚道面的接触。指定滚珠表面为目标面,滚道表面为接触面,目标面选用三维目标单元 TARGE170,和接触单元 CONTA174 建立接触对。通过 ANSYS 接触管理器在已划分网格的接触表面自动生成接触单元和目标单元的方法,更为简单和可靠。在建立接触对的同时要合理的选择接触单元实常数。ANSYS 非线性分析程序使用包括 R1, R2, FKN, FTOLN, ICONT 等 9 个实常数来控制接触行为,在本分析中它们的设置如下:

R1, R2: 目标单元的几何形状,因为选择在已划分网格的接触物体表面自动生成目标单元,所以 R1, R2 由程序自动指定;

FKN: 法向接触刚度因子,是影响接触弹性趋近量的主要因素,在本例中由于没有确切的接触刚度参数,所以使用试探法进行 FKN 的设置,先取 $FKN=1$,运算前 5 个子步,渗透量在 0.008mm,相较于弹性接触变形偏大。逐步增大 FKN,同时保证模型收敛,最后将 FKN 值定在 3。分析结果表明,此时接触弹性变形与第三章理论运算值恰好相近;

ICONT: 初始靠近因子,由于滚珠与滚道初始接触位置是点接触,而在网格离散时很难保证滚珠上节点与滚道上对应节点位置的一一对应,所以使得建立的接触对初始是分开的,通过接触管理器可查看接触间隙为 0.00094,所以设置 ICONT 值为 0.001,同时在单元关键字 KEYOPT (9) 允许初始渗透打开;

其他参数采用程序自动选择值。

(2) 载荷的施加及边界条件的设置

根据第三章对滚珠丝杠副的理论分析,及上述模型的假设,设置边界条件为丝杠与滚珠相接触端限制全部自由度,在螺母与滚珠相接触的一端施加轴向力 F ,并将 F 转化为单位面积上的压力 $P=F/S$ 作用在螺母端,同时限制螺母端的 Y 向和 Z 向自由度,只保留 X 向自由度,对滚珠限制其 Z 向自由度,在螺母和丝杠的侧面分别施加对称载荷。

4.3 有限元分析结果及与数值计算结果的比较

4.3.1 有限元分析结果

在上述条件下启动 ANSYS 非线性分析,求解设置中允许大变形选项打开,在工作载荷为 $F=PS=8*40.5=324N$ 时,分析结果如图 4-5 所示。

由图 4-5 (a) 应力云图可见,最大应力点位于与 X 轴近似 45 度方向,也即是模型建立时滚珠与螺母滚道和丝杠滚道的接触点。通过 ANSYS 后处理中的接触检查发现接触区域形状如图 4-6 所示,接触区域形状近似椭圆,且长半轴与短半轴的比在螺母侧和丝杠侧分别为 5.65 和 6.15,这与第三章根据式 3-52 计算的结果 5.55 和 5.98 相近,同时也从一个侧面验证了赫兹接触理论假设的正确性。

图 4-5 (b) 所示为螺母和滚珠在轴向力作用下所产生的 X 向(轴向)位移。由于摩擦力作用,滚珠在轴向力作用下除了接触区域的弹性趋近量,还产生一定量的滑移,由于限制了螺母 Y 和 Z 向的位移,所以螺母只在 X 向产生位移,其值为 0.02mm。

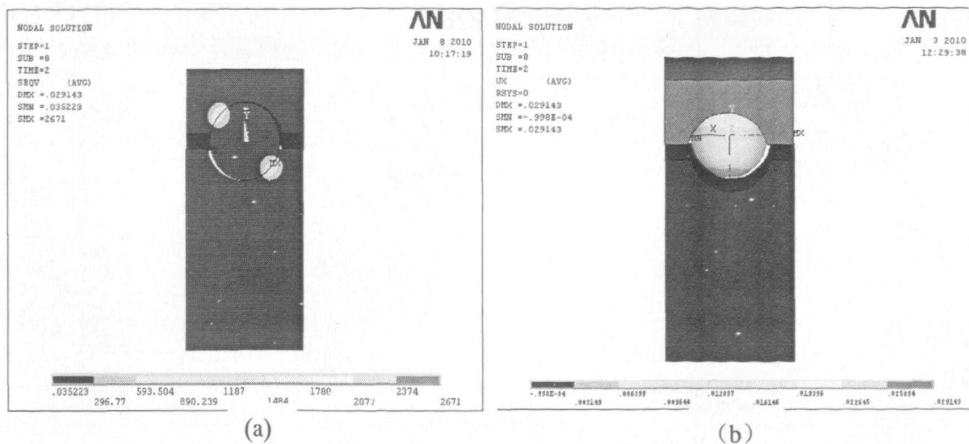


图 4-5 整体应力与轴向变形图

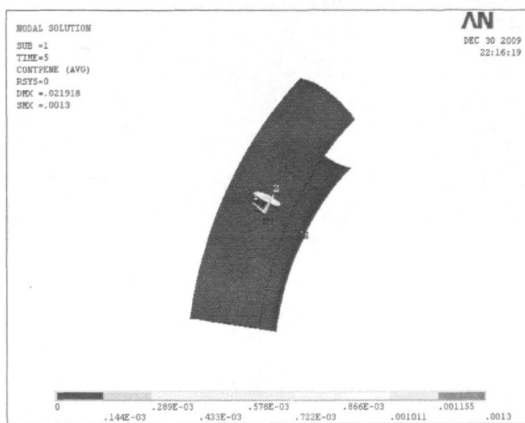


图 4-6 滚道面接触渗透图

4.3.2 有限元分析结果与解析结果的比较

为了方便比较，将利用简化模型仿真的滚珠与滚道的接触分析结论与第三章中本文所建立的理论分析结论列于表 4-1 中。

由表 4-1，可得出如下结论：

(1) 本文所建立的有限元简化模型及各式接触参数的设置是合理的，对于双螺母预紧滚珠丝杠副有限元接触分析模型的建立可以仿照此模型；

(2) 有限元分析的结论与本文第三章中建立的理论分析结论偏差不大，有限元分析结果中螺母的轴向位移和接触应力偏大，可能原因一是初始接触调整的影响，二是模型的理想化，没有考虑实际加工误差带来的影响。

表 4-1 有限元分析与理论分析结果的比照

	椭圆接触区域长、短半轴之比（丝杠侧）	螺母的轴向位移(mm)	最大接触应力
本文模型	5.56	0.0258596	2881
有限元分析	5.71	0.025894	2671
偏差	2.6%	0.13%	7.2%

4.4 本章小结

本章以单个滚珠为研究对象，建立了单个滚珠与螺母滚道和丝杠滚道的接触分析简化模型，通过合理的假设和边界条件设定，进行了有限元非线性接触分析。同时详细介绍了有限元分析软件 ANSYS 中接触分析的过程，重点介绍了面面接触分析的步骤及接触单元参数设置和接触分析环境设置。有限元分析结果表明，在轴向外力作用下，滚珠与滚道的接触状态由初始状态的点扩展为一个椭圆，在初始接触点处应力最大，且在轴向外力作用下螺母的轴向位移和接触点处的应力状态都与第三章所建立的理论模型吻合。

第五章 滚珠丝杠副轴向静刚度的试验研究

本文第三章和第四章从滚珠丝杠副轴向静刚度的解析解推导角度和滚珠丝杠副轴向接触刚度有限元分析角度对滚珠丝杠副的轴向静刚度进行了深入的研究。总结出了适合工程计算的滚珠丝杠副轴向静刚度的简化计算公式，并用有限元仿真验证了赫兹接触理论在滚珠和螺母、丝杠接触分析中的应用。但是无论是滚珠丝杠副轴向静刚度的解析还是有限元仿真都是在对滚珠丝杠副进行理想化建模基础上进行的，忽略了机械加工中的不确定度，忽略了导程变化、接触角变化及载荷在滚珠和螺纹上的不均匀分布等影响。因此有必要对滚珠丝杠副产品的实际轴向静刚度进行试验，一方面对上述分析起到验证作用，另一方面可以寻找实际加工因素对滚珠丝杠副轴向静刚度的影响，对精度系数进行修正。

5.1 试验目的及原理

5.1.1 试验目的

滚珠丝杠副作为机械传动的关键部件，其定位精度是影响机械结构传动精度的主要因素。近年来随着数控技术的发展对滚珠丝杠副定位精度的要求越来越高。滚珠丝杠副在承受轴向工作载荷时，丝杠，螺母由于自身静刚度的影响会发生弹性变形^[23]，滚珠与螺纹滚道的接触点必然产生弹性接触变形^[1]。这些变形将会影响到滚珠丝杠副的轴向静刚度和滚珠丝杠副的定位精度。为了检测滚珠丝杠副所承受的工作载荷与其轴向变形之间的关系特设计本实验。本实验的目的和预期效果可总结如下：

- (1) 通过实验检测在不同轴向载荷作用下滚珠丝杠副的轴向变形，绘制轴向力与变形的关系曲线；
- (2) 将实验数据与理论计算的数据作对比分析，对理论模型进行验证；
- (3) 选择不同参数的滚珠丝杠副产品进行试验，对滚珠丝杠副轴向静刚度的影响因素进行深入分析；
- (4) 通过对现有设备的改造利用，搭建滚珠丝杠副轴向静刚度的简易测试平台。

5.1.2 试验原理

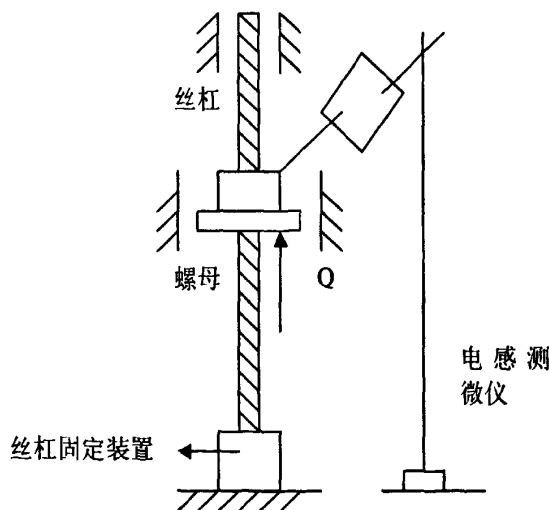


图 5-1 滚珠丝杠副轴向静刚度测试原理

图 5-1 所示为滚珠丝杠副轴向静刚度的一种检测原理，丝杠一端固定，另一端浮动，限制螺母转动，并在螺母上施加轴向载荷。在轴向静压力 Q 的作用下，丝杠会轴向伸长，螺母自身由于径向变形和接触角影响会在轴线方向上也有弹性变形，滚珠与丝杠和螺母接触处产生赫兹接触变形。在上述因素的综合影响下，螺母会在静压力 Q 方向有一定的弹性变形。第三章实例的计算表明，该弹性伸变形在 $5\text{-}20\ \mu\text{m}$ 的范围内，因此必须采用高精度的测长仪才能检测到该微小变形。电感测微仪满足了此项要求，其检测精度可达到 $0.1\ \mu\text{m}$ 。

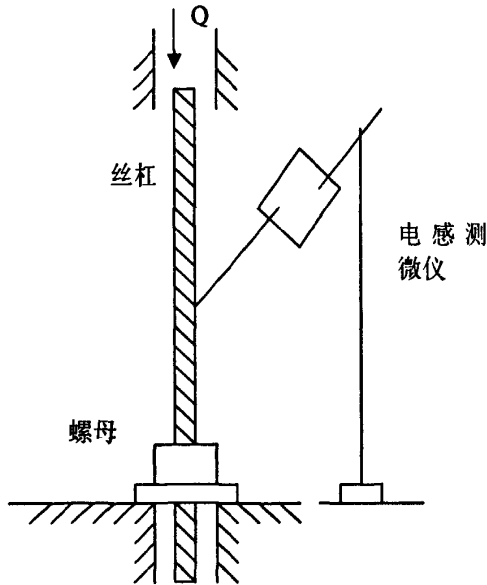


图 5-2 滚珠丝杠副轴向静刚度测试原理

图 5-2 给出了滚珠丝杠副的另一种检测原理，该原理的构想主要是基于滚珠丝杠副传动的可逆性。固定螺母，限制丝杠转动，但丝杠另一端没有轴向约束，可在载荷作用下有微小的轴向位移。电感测微仪的探头与丝杠相连接，测量丝杠在轴向力 Q 作用下的弹性变形。调整外加压力 Q 的值，由上位机同时采集轴向加载力和弹性变形数据，即可获得轴向静刚度变化曲线。

目前国内已经有学者^[17]根据第二种检测方案设计了滚珠丝杠副轴向静刚度测试系统。在进行检测方案的选取时，综合实验目的和现有资源的利用，尽量减少实验经费，作者在对现有设备结构分析的基础上根据第一种检测方案进行了实验设计。

5.2 试验装置

从上述原理分析可见，要实现滚珠丝杠副轴向静刚度的测试所需设备包括：轴向加载结构，滚珠丝杠副固定结构，电感测微仪，力传感器；从系统角度看需要进行力和位移数据采集系统的软、硬件设计。文献^[1]中提出利用液压式万能试验机进行滚珠丝杠副静负荷测试的方案，本文吸收此经验，设计了利用液压式万能试验机进行滚珠丝杠副轴向静刚度的试验。

5.2.1 电子万能试验机介绍

本实验采用 MTS 公司大门式微机控制电子万能试验机（50t-60t）进行。本设备是电子技术与机械传动相结合的新型材料试验机，它具有宽广准确测力范围，对载荷、变

形、位移的测量和控制有较高的精度和灵敏度，该机型主要适用于试验负荷低于 600kN 的金属材料试验，具有多种可选的机型结构，如下空间机型、上拉下压双空间机型、上压下拉双空间机型等，可增配环境箱、高温炉做环境试验^[59]。该机型从力的加载范围，所提供的夹具技术指标及变形的测量控制都能符合滚珠丝杠副轴向静刚度的测试要求，而且属于实验室可得设备，可节省实验规划周期。

设备相关技术参数^[59]：

试验力范围：0-500KN；

试验力测量范围：0.4%~100%FS

试验力示值相对误差：±0.5%

试验力分辨率：1/300000FS

变形测量范围：0.2~100%FS

变形示值相对误差：±0.5%

位移分辨率：0.015 μm

恒力控制范围：0.5~100%FS

恒力控制精度：0.5%~100%FS

需要说明的是设备本身的位移探测精度并没有 0.015 μm，但是厂方提供的拓展配置电子引伸计的使用可将探测精度大幅提高，同时保证同步性。

5.2.2 电子引伸计

电子引伸计是测量构件及其他物体两点之间线变形的一种仪器，常与万能试验机配套使用。电子引伸计主要的组成部分包括：传感器、放大器和记录器。传感器直接和被测构件接触，探测被测物体两点之间的相对位移或线变形。有长度变化时，传感器随着变形，并把这种长度变化转换为机械、光、电、声等信号通过放大器输出至记录器。

电感式引伸计是试验机中常用的一种，其原理如图 5-3 所示：由于构件变形使衔铁或者铁心运动，致使线圈电感发生变化。因此在输出线圈中产生了电压。放大并测出这个电压，即可换算出构件的位移及运动的规律。这种引伸计长时间测定时稳定性能较好。

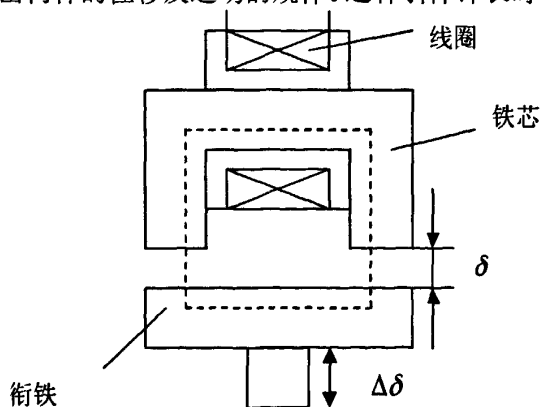


图 5-3 电感式引伸计变形测量原理

5.3 滚珠丝杠副轴向静刚度试验专用夹具设计

利用电子万能试验机成熟的技术方案，为我们解决了滚珠丝杠副轴向加载问题，同时利用万能试验机自带的上位机软、硬件系统能实现力和弹性变形的同步采样并能绘制轴向静刚度曲线。由于万能试验机自带夹具主要用于材料的拉伸实验，为了进行滚珠丝

杠副静刚度试验需要根据上述试验原理设计专用夹具。

5.3.1 夹具设计要求

通过上述分析,夹具设计是关系试验成功与否的重要因素,也是本试验要尽力解决的主要问题。根据试验装置和检测原理图 5-1,夹具设计的要求可总结如下:

(1) 利用万能试验机液压底端的液压夹紧机构夹紧丝杠,使螺母固定;万能试验机的顶端拉伸机构通过夹具与与螺母相连施加轴向载荷在螺母上;

(2) 夹具要考虑螺母防转的实现机构,因为螺母在承受轴向载荷时由于内部滚珠与滚道之间的相互作用会发生转动,影响电子引伸计所检测的轴向变形;

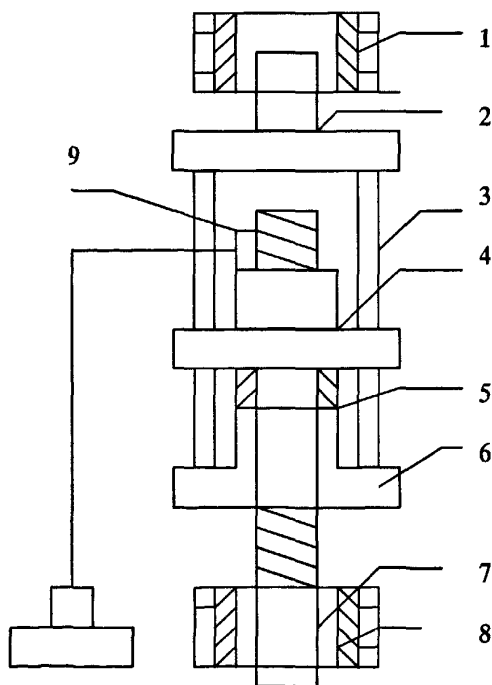
(3) 所设计夹具应尽量避免在滚珠丝杠副产品上做过多改动加工;

(4) 夹具自身的刚度应满足试验要求。

5.3.2 夹具设计的实现

根据上述要求,滚珠丝杠副轴向静刚度检测系统方案设计如图 5-4 所示,碗型压力块 6 通过圆柱钢 3 与螺母 4,上夹头 2,万能试验机上端夹紧装置 1 组成牢固的框架结构,保证加载时,碗型压力块与万能试验机上端夹紧机构间无相对位移,同时限制螺母的转动。碗型压力块 6 与螺母 4 之间通过碗型连接块使得万能试验机所产生的轴向拉力能均匀的作用在螺母法兰上。圆柱钢 3 与上夹头 2 和碗型压力块 6 之间都通过螺母连接,方便拆装。为了增强夹具的抗扭转刚度,使用 3 根圆柱钢。为了使用万能试验机自带的电子引伸计进行位移测量在螺母底部需要焊接细长杆件,作为测试点,同时在外侧寻找一个固定点作为测试参考点,这样可以测得螺母的实际位移。

夹具材料统一采用 45 号钢。



1 万能试验机上端夹紧机构 2 上夹头 3 螺母防转用圆钢柱 4 螺母
5 碗型连接块 6 碗型压力块 7 丝杠 8 万能试验机下端夹紧机构 9 测微头

图 5-4 静刚度检测系统方案

5.4 试验产品选择及试验方案

5.4.1 试验产品选择

试验产品选择的原则:

(1) 根据第三章滚珠丝杠副轴向静刚度影响因素的分析可知, 滚珠丝杠副轴向静刚度的影响因素包括: 滚珠与滚道之间的曲率比, 滚珠数目, 接触角, 螺旋升角, 预紧状态等。据此, 分别选择不同曲率比, 不同滚珠数目, 不同预紧状态的滚珠丝杠副产品;

(2) 根据对试验用万能液压试验机夹紧装置的分析, 可夹持的棒状材料最大直径在 30-36mm 之间, 结合企业实际样本^[21], 选择公称直径为 32mm 的丝杠; 由于万能试验机的限制, 丝杠的总长控制在 600mm, 并在一端做成 200mm 光杆形式方便万能试验机夹紧, 光杆部分直径控制在 30mm 以下;

(3) 根据夹具设计需要, 螺母法兰外径应在 82mm 以上;

根据上述三点原则, 对单螺母滚珠丝杠副的轴向静刚度实验, 选择样品中不同尺寸代号的单螺母滚珠丝杠副各一套, 其主要参数及特殊要求如表 3-4 和 3-5 所示。不同试验产品的区别在循环总圈数, 分别是 3 和 5。通过对这两套产品的静刚度试验, 一方面可以验证各自的静刚度与理论分析的差别, 另一方面可以验证滚珠个数对静刚度的影响。

5.4.2 试验方案

本实验的主要目的是与第三章所建立的单螺母滚珠丝杠副轴向静刚度模型计算结论进行比较, 实验方案也基于此, 在采用上述夹具安装定位后, 对循环总圈数为 3 的滚珠丝杠副产品, 每 1KN 为一个间隔, 施加从 5KN 到 25KN 的拉力载荷, 通过电脑记录形变曲线。对循环总圈数为 5 的滚珠丝杠副产品, 由于其静刚度较圈数少的大很多, 以 5KN 为一个间隔, 施加从 10KN 到 30KN 的外力载荷, 通过电脑记录形变曲线。在弹性变形测试结束后, 为了拓展试验还可以施加极限载荷做滚珠丝杠副的破坏实验, 验证额定静负载的正确性。

5.5 本章小结

滚珠丝杠副轴向静刚度的测试技术目前国内属于空白领域, 本章着力探讨如何利用现有可得设备—电子万能试验机, 对滚珠丝杠副轴向静刚度进行试验, 根据设备特点, 研究对象, 结合实验目的, 设计了针对万能材料试验机的滚珠丝杠副轴向静刚度测试专用夹具, 并对夹具的刚度进行了校核, 为实验室后续具体试验研究做好充分准备。

第六章 结论与展望

6.1 结论

滚珠丝杠副通过在丝杠和螺母之间引入滚珠，在较小的滚动摩擦力下实现机械传动。以滚动体为特征的滚珠丝杠副具有定位精度高，启动速度快，无爬行，同步性能好等特点而被广泛运用于机械制造、航空航天等多领域。滚珠丝杠副是大型高精数控设备的核心功能部件，提高国产滚动功能部件的性能是装备大型高精国产数控设备进而振兴装备制造业的关键。

本文对滚珠丝杠副的综合性能测试技术进行了研究，在此基础上以滚珠丝杠副轴向静刚度为深入研究的切入点，从理论、仿真、实验多角度对滚珠丝杠副的轴向静刚度进行了探讨。概括来讲，主要有以下内容：

(1) 滚珠丝杠副综合性能测试平台设计部分

针对企业实际需求，对原有滚珠丝杠副综合性能测试平台进行了技术改造。围绕高速运行滚珠丝杠副测试要求，设计了以双频激光干涉仪替换原有光栅测长，进行定位精度和重复定位精度测试的方案；结合最新国家标准将噪声测试和温升测试引入现有测试平台。同时，针对现有平台不能实现滚珠丝杠副加载情况下各项性能测试的缺点，设计了平台专用液压加载系统，在该系统作用下可以方便的实现载荷实验及负载情况下滚珠丝杠副各项综合性能试验，通过二位三通转阀，能方便实现空载到负载不同工况的切换。上述方案已经通过双方认证，经改造后的性能测试平台有望实现滚珠丝杠副高速运行、空载、负载等不同工况下的定位精度、重复定位精度、温升、噪音等各项性能的测试。

(2) 滚珠丝杠副轴向静刚度的研究部分

在完成滚珠丝杠副综合性能测试平台方案设计后，选择了滚珠丝杠副轴向静刚度为深入研究的切入点。参照滚珠丝杠副轴向静刚度国家标准的结论，对滚珠丝杠副轴向静刚度进行了理论分析：采用轴向拉、压杆理论，厚壁圆筒理论及赫兹接触理论分别对丝杠轴向静刚度、由于产生径向变形螺母组件的轴向静刚度及滚珠与滚道的轴向接触刚度进行了分析，并建立了数学模型。利用 *J-F. Antoine1* 等人建立的高精度赫兹接触理论解析模型，椭圆积分解析解 *C.Hastings, Jr.* 模型推导了滚珠丝杠副轴向静刚度的解析解，并对其求解过程进行了总结。利用建立的模型及其求解流程，对实际滚珠丝杠副产品单螺母滚珠丝杠副系统和对称预载滚珠丝杠副系统的轴向静刚度进行了求解和对比分析。具体研究了滚珠丝杠副的各项尺寸对其轴向静刚度的影响，并将影响因素参数化，为产品设计人员对其进行优化设计做好铺垫。

本文首次将由于产生径向变形螺母组件的轴向静刚度纳入滚珠丝杠副轴向静刚度的影响因素中进行分析，并建立了与滚珠丝杠副产品尺寸参数相关的数学模型，实践证明，由于径向变形螺母组件的轴向静刚度对滚珠丝杠副系统轴向静刚度的影响不能随便忽略，要根据实际情况进行估算。

滚珠与滚道的接触刚度是滚珠丝杠副轴向静刚度的主要影响因素，本文利用有限元软件 *ANSYS* 对滚珠与滚道的接触刚度进行了仿真分析。在合理假设的基础上建立了滚珠与滚道相接触的有限元分析模型，通过将仿真结果与解析解计算结果相对比进一步验证了第三章所建立的模型的正确性。分析表明，滚珠上的应力分布以接触点为中心展开成椭圆形，最大应力点位于初始接触点处，螺母由于接触产生的法向弹性趋近量在轴线方向上产生一定的位移，这与滚珠丝杠副实际工作情况及建立的模型情况相同。

最后，针对目前国内滚珠丝杠副轴向静刚度专用测量机欠缺的技术现状，探讨了如何利用手中可得设备进行滚珠丝杠副轴向静刚度的测试。对利用电子式万能试验机进行滚珠丝杠副轴向静刚度测试的可行性进行了分析，并设计了适合万能试验机的专用夹

具和具体实验原理、方案及实验思路，为后续研究做好铺垫。

6.2 展望

随着我国装备制造业的飞速发展，对国产数控机床的要求将越来越高，对国产滚珠丝杠副定位精度、重复定位精度，刚度等各项性能的要求也将越来越高。国产滚珠丝杠副要想突破高速、高精、大导程及高刚度等技术瓶颈，必需要对其性能做进一步的优化，本文的研究只是本项目研究的一个开端，还有许多工作待进行。

(1) 本文对滚珠丝杠副轴向静刚度进行了理论分析，解释了滚珠丝杠副轴向静刚度是什么，如何计算，如何表达，分析了影响因素，并给出了计算流程图。下一步可以考虑将该研究成果工程化，依据流程图编制实用的计算程序，实现企业工作人员只需要输入产品参数，就可得出产品静刚度的工程需求；

(2) 在实验方面：由于时间限制，本文对滚珠丝杠副轴向静刚度的实验研究只进行了开篇工作，对实验方案的可行性进行了认证，设计了实验专用夹具，但由于加工周期限制，没能进行实际实验。本项工作有待项目组的其他成员继续开展下去，包括实验数据的处理分析等内容，同时也可以通过实验进一步验证理论模型的合理性；

(3) 滚珠丝杠副轴向接触刚度的有限元分析方面，由于计算资源的限制，本文对模型进行了简化，仅以一个滚珠与滚道的接触为研究对象，对单螺母滚珠丝杠副的轴向接触刚度进行了分析，在条件允许时，可以考虑建立多个滚珠，多滚道的接触模型，进行仿真分析；

(4) 本文对滚珠丝杠副刚度的研究，只局限于静刚度的范围，滚珠丝杠副在实际工作中处于高速运动状态，其各项性能都会发生变化，项目组的其他成员有必要在此基础上进行动态刚度的研究。

致谢

时光飞逝，两年半的研究生生涯接近尾声，在本文即将完成之际，首先向我的导师汤文成教授表示感谢，本论文是在导师的悉心关怀与指导下完成的。从项目的申报到企业合作交流再至本人研究方向的确定，每一步都凝聚着导师的心血。由于各种原因，项目的研究方向在中期稍微偏转，导师百忙之中仍不忘抽空点拨。尤其在实验方面，导师倾力联系兄弟院系设备，使得实验的前期准备工作得以顺利进行。除了在学习和工作中对作者的照顾，在生活中，导师也给予了极大的理解与支持，导师渊博的学识，开阔的视野，谦虚科研与为人处事的作风都给作者以深深的影响和启迪。两年半来，导师提供多次非常有意义的项目机会让作者参与实践，参与科研，了解企业实际情况和工程问题。在此对导师提供的一切帮助再次致以深深的感谢。

本文的工作同时也得到了南京工艺装备厂黄部长，陈工程师的鼎力相助，陈工程师参与了前期实验规划的几乎所有环节，同时在工作之余，积极联系车间为我们实验专用夹具的加工生产做努力，再此一并感谢。

在本项目的研究过程及本篇论文的写作过程中得到了实验室访问学者李东君老师的热心指导和关心，特此表示诚挚的谢意。除此以外，同实验室的王洁露、袁满、魏志刚、郭丽华、徐静涛、孟明明、战晓明等同学也给予了我许多帮助，在此表示衷心的感谢。

本文在写作过程中，参阅了大量的书籍、资料、文献，汲取了许多研究成果，借此机会，向这些书籍、文献的原作者表示衷心的感谢！

谨以本文献给所有关心、支持和帮助我的师长、亲人和朋友们。

研究生：陈晶晶

2009/1/2

参考文献:

- [1]程光仁,施祖康,张超鹏.滚珠螺旋传动设计基础[M].北京:机械工业出版社,1987.1-3,7-14,72-102,285-313
- [2]肖正义.滚珠丝杠副的发展趋势[J].制造技术与机床,2000(4):11-13
- [3]吴长宏.滚珠丝杠副轴向接触刚度的研究[D]:[硕士学位论文].吉林:吉林大学机械系,2007
- [4]姜洪奎.大导程滚珠丝杠副动力学性能及加工方法研究[D]:[博士学位论文].山东:山东大学,2007
- [5]赵全明.高精度滚珠丝杠副测量系统的研究[D]:[硕士学位论文].西安:西安理工大学仪器科系,2006
- [6]王兆坦,刘宪银,满海彬,宋现春.高精密滚珠丝杠副性能试验简介[J].功能部件,2006(6):75-78
- [7]肖正义,焦洁.高速滚珠丝杠副的研发和测试技术[J].功能部件,2004(4):95-98
- [8]焦洁,肖正义.滚珠丝杠副综合测试技术[J].传动与控制,2004(6):38-40
- [9]刘剑.高速滚珠丝杠副综合性能的试验研究[D]:[硕士学位论文].山东:山东大学机械电子工程系,2005
- [10]宋现春,刘剑.高速滚珠丝杠副综合性能试验台的研制开发[J].工具技术,2004(7):34-36
- [11]饶振纲,王勇卫.滚珠丝杠副及自锁装置[M].北京:国防工业出版社,1990.1-15
- [12]黄祖饶.国内外滚珠丝杠副精度、性能检测动向[J].标准与检测,1985(11):37-39
- [13]洪宇.高速滚珠丝杠副综合性能测量系统设计[D]:[硕士学位论文].南京:南京理工大学测试计量技术与仪器系,2006
- [14]宋现春,孙溪.基于虚拟仪器技术的滚珠丝杠副摩擦力矩测试系统设计[J].设计与研究,2008(3):7-9
- [15]厉超.三米滚珠丝杠螺距精度动态测量系统设计[D]:[硕士学位论文].山东:山东大学机械电子工程,2007
- [16]朱喜林.新型滚珠丝杠副测量系统的设计与研究[D]:[硕士学位论文].吉林:吉林大学机械科学与工程学院,2007
- [17]张玉清,宋现春.基于STC89C52单片机的滚珠丝杠副刚度检测系统[J].山东建筑大学学报,2009(4):111-114
- [18]靳谦忠,杨家军,孙健利.滚珠丝杠副和行星式滚柱丝杠副静刚度的比较研究[J].机械科学与技术,1999(3):230-232
- [19]中国机械工业联合会.GB/T 17587.4-2008.滚珠丝杠副第4部分:轴向静刚度.北京
- [20]喻忠志.我国滚动功能部件产业现状分析[J].制造技术与机床,2004(4):92-94
- [21]南京工艺装备厂.样品目录[N].南京工艺装备厂.2009-1-1
- [22]中国机械工业联合会.JB/T 10890.1-2008.高速精密滚珠丝杠副第1部分:性能试验规范.北京
- [23]杨祖孝.进给滚珠丝杠副传动刚度的计算[J].制造技术与机床,1999(7):12-14
- [24]刘剑.一种对轴类零件的温度测量系统[J].工具技术,2005(39):77-78
- [25]刘泽九,贺士荃,刘晖.滚动轴承应用[M].北京:机械工业出版社,2007.56-78
- [26]王守城,段俊勇.液压元件及选用[M].北京:化学工业出版社,2007.146-199,200-262

- [27]左健民. 液压与气压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006, 185-199
- [28]张利平. 液压传动系统及设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005, 1-13, 51-103
- [29]杜平安. 滚珠直旋副滚道弹性接触分析[J]. 电子科技大学学报, 1994(6): 280-285
- [30]许向荣, 宋现春. 提高数控机床滚珠丝杠进给系统机械刚度的措施[J]. 设计与研究, 2008(8): 1-4
- [31]刘鸿文. 材料力学 上[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004, 9.12-61
- [32]周雁丰. 数控机床的滚珠丝杠轴向刚度变化规律研究[J]. 内蒙古科技与经济, 2009(1): 87
- [33]杨祖孝. 进给滚珠丝杠副传动刚度的计算[J]. 制造技术与机床, 1999(7): 12-14
- [34]刘鸿文. 材料力学 下[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004年. 123-130
- [35]吴飞科, 罗继伟, 张磊等. 关于赫兹点接触理论适用范围的探讨[J]. 产品设计与应用, 2007(5): 1-3
- [36]K.L.Johnson 著, 徐秉业译. 接触力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992年, 96-103
- [37]赵方友. 接触问题的分析方法研究与工程应用[D]: [硕士学位论文]. 西安: 西安电子科技大学, 2007
- [38]姜洪奎, 宋现春, 张佐营. 螺旋升角对滚珠丝杠副弹性接触变形的影响[J]. 中国机械工程, 2008(5): 1079-10831
- [39]G.Adams, M.Nosonovsky, 2000, Contact Modeling-Forces, tribol.Int.,33,431-442
- [40]J-F. Antoine¹, C. Visa, C. Sauvey. Approximate Analytical Model for Hertzian Elliptical Contact Problems [J].Journal of Tribology, 2006(7):660-664
- [41]Tedric A. Harris. Rolling Bearing Analysis. New York: Wiley, 2001.2nd ed
- [42]Milton Abramowitz, A.Stegun. Handbook of Mathematical Functions with Formulas, Graphs, and Mathematical Tables. New York: Dover Publications, 1972. 587-593
- [43]John Oprea. Differential Geometry and Its Applications. New York : Pearson Education, Inc., publishing as Prentice Hall,1997. 10-25
- [44]万长森. 滚动轴承的分析方法. 北京: 机械工业出版社, 1985. 68-97
- [45]N.Tanaka. A New calculation Method of Hertz Elliptical Contact Pressure. ASME J. tribology., 2001,123: 887-889.
- [46]L.Houpert, An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity-Part I and II. ASME J.Tribol., 2001, 123: 582-588, 589-594
- [47]D.Brewe, B.Hamrock, Simplified Solution for Elliptical Contact Deformation between two Elastic Solids. ASME J. Lubr. Technol., 1977.99:485-487
- [48]J.Greenwood. Analysis of Elliptical Hertzian Contacts. Int. Tribol. 1997,30(3): 235-237
- [49]B.Hamrock, D. Brewe. Simplified Equation for Stresses and Deformations. ASME J. Lubr. Technology. 1983(105): 171-177
- [50]张亚欧, 谷志飞, 宋勇. ANSYS7.0有限元分析实用教程 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004. 276-314
- [51]张朝晖. ANSYS11.0结构分析工程应用实例解析 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008. 263-441
- [52]Contact Technology Guide. Release 11.0 help documentation for ANSYS.ANSYS INC
- [53]蒋立冬、应丽霞. 高速重载滚动轴承接触应力和变形的有限元分析[J]. 机械设计与制造, 2008(10):62-64
- [54]熊小晋、张晓昆鸟、熊晓燕. 滚动轴承接触的非线性有限元分析[J]. 测试技术学报, 2009(73):23-27
- [55]李晓强、王秀梅、许胜利. 基于ANSYS的推力球轴承接触的有限元分析[J]. 现代机械, 2008(12):6-7
- [56]杨盛福、陈锦江、刘坤. ANSYS在弹性体点接触分析中的应用[J]. 机械研究与应用,

2007(8): 107-108

[57] 王大力、孙立明、单服兵. ANSYS在求解轴承接触问题中的应用[J]. 产品设计与应用, 2002(9): 1-4

[58] ANSYS INC. ANSYS Element Guide [DB/CD]. America: ANSYS INC.2007

[59] MTS Company. Product Specification [EB/OL].

<http://www.mtschina.com/product.asp?classid=1>,2009-9-10

滚珠丝杠副性能测试平台及轴向静刚度的研究

作者：陈晶晶
学位授予单位：东南大学

本文链接：http://d.g.wanfangdata.com.cn/Thesis_Y1753799.aspx