

学校编码: 10384
学 号: 32020131152873

分类号____ 密级____
UDC ____

厦 门 大 学

硕 士 学 位 论 文

谐波齿轮传动中柔轮与刚轮接触疲劳
试验装置的设计与仿真

Design and Simulation of Contact Fatigue Testing System
of Flexspline and Circular Spline in Harmonic Drive

吴 泽 林

指导教师姓名: 陈 立 杰 教 授

专 业 名 称: 航空宇航推进理论与工程

论文提交日期: 2 0 1 6 年 5 月

论文答辩时间: 2 0 1 6 年 5 月

学位授予日期: 2 0 1 6 年 月

答辩委员会主席: _____

评 阅 人: _____

2016年 月

厦门大学学位论文原创性声明

本人呈交的学位论文是本人在导师指导下,独立完成的研究成果。本人在论文写作中参考其他个人或集体已经发表的研究成果,均在文中以适当方式明确标明,并符合法律规范和《厦门大学研究生学术活动规范(试行)》。

另外,该学位论文为()课题(组)的研究成果,获得()课题(组)经费或实验室的资助,在()实验室完成。(请在以上括号内填写课题或课题组负责人或实验室名称,未有此项声明内容的,可以不作特别声明。)

声明人(签名):

年 月 日

厦门大学学位论文著作权使用声明

本人同意厦门大学根据《中华人民共和国学位条例暂行实施办法》等规定保留和使用此学位论文，并向主管部门或其指定机构送交学位论文（包括纸质版和电子版），允许学位论文进入厦门大学图书馆及其数据库被查阅、借阅。本人同意厦门大学将学位论文加入全国博士、硕士学位论文共建单位数据库进行检索，将学位论文的标题和摘要汇编出版，采用影印、缩印或者其它方式合理复制学位论文。

本学位论文属于：

1.经厦门大学保密委员会审查核定的保密学位论文，于 年 月 日解密，解密后适用上述授权。

2.不保密，适用上述授权。

（请在以上相应括号内打“√”或填上相应内容。保密学位论文应是已经厦门大学保密委员会审定过的学位论文，未经厦门大学保密委员会审定的学位论文均为公开学位论文。此声明栏不填写的，默认为公开学位论文，均适用上述授权。）

声明人（签名）：

年 月 日

摘要

谐波齿轮传动是随着空间技术的发展而诞生的一种新型传动方式，其工作原理是利用柔轮的弹性变形波来实现运动或者动力传递，因其具有结构简单、传动精度高、传动比大等诸多优点，在航空、航天、机器人等领域得到了广泛应用。在谐波齿轮传动过程中，柔轮的运动情况比较复杂，作为弹性薄壁构件需承载交变应力，容易造成齿面磨损和疲劳断裂。因此，建立合适的模型对谐波齿轮传动过程中柔轮的错齿运动进行模拟分析具有重要意义。

本文首先针对谐波齿轮传动过程中柔轮的错齿运动设计了一种新的接触疲劳试验装置，根据机械设计原理对装置各个零件进行强度与刚度校核。并根据已知参数、实际工况与啮合参数，设计了柔轮与刚轮的基本结构。基于两者的齿形参数分别选取两个构件的单齿，设计了疲劳试验装置的试验件，并对整套试验装置进行三维实体建模。

其次，讨论了使用有限元分析法求解齿面接触问题的基本原理，通过软件 ABAQUS 建立了试验装置的有限元模型，基于接触非线性有限元分析对试验装置运行过程进行动态仿真，得到了装置关键位置的应力场分布情况，并将分析结果与谐波齿轮传动实际结构的仿真结果进行对比。根据实际工作中谐波齿轮传动的运动特性，研究了法向载荷大小与装配角度的变化对装置运行过程中柔轮齿的应力场造成的影响。

最后，讨论了动力学接触碰撞模型的基本原理，建立了试验装置的动力学仿真模型。使用 ADAMS 软件，根据试验装置的工作原理对其运行过程进行动力学仿真，研究装置的动力学特性。并通过比较动力学特性，分析不同的位移载荷加载方案与不同的法向载荷大小对装置动力学特性的影响。根据动力学仿真的结果，基于赫兹弹性接触理论，选择适当的模型求取试验装置的接触应力，并通过与有限元分析结果对比，对理论计算值进行修正。

关键词：谐波齿轮传动；疲劳试验装置；有限元分析；动力学分析

厦门大学博硕士学位论文摘要库

Abstract

Harmonic drive is a new driving method emerged with the development of space technology that utilizes the elastic deformation wave of a flexspline to achieve motion transmission or power transmission. It has many advantages such as simple structure, high precision and high transmission ratio. Hence harmonic drive is widely used in industrial fields including aircraft industry, aerospace industry, robots and so on. During transmission, the flexspline usually experiences a complex movement, it works under dynamic loads as an elastic thin-walled structure, which leads to wear of gear teeth and fatigue failure of flexspline. So it is of great significance to build an appropriate model to simulate the meshing process of flexspline during transmission of harmonic drive.

First of all, a new contact fatigue testing system is designed for harmonic drive to simulate the meshing process of flexspline and circular spline. The strength and stiffness of each component are checked based on mechanical design principles. According to the given parameters, actual working conditions and meshing parameters, a flexspline and a circular spline are designed. The specimens of the fatigue testing system are designed based on the tooth parameters of the flexspline and the circular spline, and three-dimensional model of the whole testing system is established.

Then, the basic principles of finite element method to solve tooth surface contact problems are discussed in the article. The finite element model of the testing system is built by ABAQUS, and the simulation is conducted on the basis of nonlinear finite element method to analyze the stress distribution for the critical positions of the model, and the stress analysis results are compared with the simulation results of actual structure of harmonic drive. Due to the kinematic characteristics of harmonic drive in actual operation, finite element models with different loads and different assembling angles are established to study the influence of the two factors on the stress distribution of flexspline tooth.

Finally, the basic principles of kinetic contact impact model are discussed. The dynamic simulation model of the testing system is built. In order to study dynamic characteristics of the testing system, the dynamic simulation is conducted according to its operating principal by ADAMS. Different displacement loading methods and

different normal loads are applied to the model. The influence of loading methods and normal load value on dynamic characteristics of the testing system are analyzed by comparing the simulation results. According to the results of dynamic simulation, the contact stress of the testing system is obtained based on appropriate model of Hertz elastic contact theory, and the results of theoretical calculations are modified compared with the finite element analysis.

Key Words: Harmonic drive; Fatigue testing system; Finite element method; Dynamics analysis

厦门大学博硕士学位论文摘要库

目 录

| | |
|------------------------------------|----|
| 摘 要..... | I |
| Abstract..... | II |
| 第一章 绪 论 | 1 |
| 1.1 谐波齿轮传动概述 | 1 |
| 1.1.1 谐波齿轮传动介绍 | 1 |
| 1.1.2 谐波齿轮传动的工作原理 | 2 |
| 1.1.3 谐波齿轮传动的特点 | 3 |
| 1.2 课题的研究背景 | 4 |
| 1.2.1 谐波齿轮传动的发展历史 | 4 |
| 1.2.2 谐波齿轮传动的主要应用 | 6 |
| 1.3 谐波齿轮传动的研究现状 | 7 |
| 1.3.1 柔轮疲劳状况的研究 | 7 |
| 1.3.2 柔轮齿形的研究..... | 9 |
| 1.4 本文的主要研究内容 | 10 |
| 第二章 谐波齿轮传动疲劳试验装置的结构设计 | 11 |
| 2.1 引言 | 11 |
| 2.2 试验装置的结构设计 | 11 |
| 2.2.1 疲劳试验装置的整体结构设计 | 11 |
| 2.2.2 直线运动模组设计..... | 12 |
| 2.3 试验件的设计 | 16 |
| 2.3.1 柔轮齿设计 | 16 |
| 2.3.2 刚性连接件设计 | 18 |
| 2.4 试验装置的三维建模 | 20 |
| 2.5 本章小结 | 22 |
| 第三章 试验装置的有限元分析 | 23 |
| 3.1 引言 | 23 |
| 3.2 有限元模型的建立 | 23 |

| | |
|---------------------------------|-----------|
| 3.2.1 有限元分析方法简介 | 23 |
| 3.2.2 有限元法求解接触问题的基本原理 | 24 |
| 3.2.3 试验装置有限元模型的建立 | 26 |
| 3.3 试验装置模型的应力分析 | 31 |
| 3.3.1 接触区域的应力分析 | 31 |
| 3.3.2 柔轮齿的应力分析 | 34 |
| 3.4 不同因素对柔轮齿应力的影响 | 36 |
| 3.4.1 载荷变化对柔轮齿应力的影响 | 41 |
| 3.4.2 偏转角变化对柔轮齿应力的影响 | 42 |
| 3.5 本章小结 | 45 |
| 第四章 试验装置的动力学分析 | 47 |
| 4.1 引言 | 47 |
| 4.2 ADAMS 软件简介 | 47 |
| 4.3 动力学仿真模型的建立 | 48 |
| 4.3.1 仿真参数选取 | 48 |
| 4.3.2 试验装置 ADAMS 模型的建立 | 49 |
| 4.4 动力学仿真结果分析 | 50 |
| 4.4.1 不同加载方式的仿真结果对比 | 50 |
| 4.4.2 不同压力的仿真结果对比 | 53 |
| 4.5 赫兹弹性接触应力分析 | 55 |
| 4.6 本章小结 | 57 |
| 第五章 总结与展望 | 59 |
| 5.1 总结 | 59 |
| 5.2 展望 | 60 |
| 参考文献 | 61 |
| 致 谢 | 65 |
| 攻读硕士学位期间发表的论文和工作情况 | 67 |

Contents

| | |
|--------------------------------------------------------------------------|----|
| Abstract | II |
| Chapter 1 Introduction | 1 |
| 1.1 Overview of Harmonic Drive | 1 |
| 1.1.1 Brief Introduction..... | 1 |
| 1.1.2 Working Principle..... | 2 |
| 1.1.3 Main Characteristics | 3 |
| 1.2 Motivation of the Research | 4 |
| 1.2.1 Development History of Harmonic Drive | 4 |
| 1.2.2 Main Application | 6 |
| 1.3 Research Status of Harmonic Drive | 7 |
| 1.3.1 Research on Fatigue of Flexspline..... | 7 |
| 1.3.2 Research on Tooth Profile of Flexspline..... | 9 |
| 1.4 Main Contents | 10 |
| Chapter 2 Design of Fatigue Testing System | 11 |
| 2.1 Introduction | 11 |
| 2.2 Structural Design | 11 |
| 2.2.1 Structural Design of Fatigue Testing System..... | 11 |
| 2.2.2 Design of Straight Motion Module..... | 12 |
| 2.3 Design of Specimen | 16 |
| 2.3.1 Design of Flexspline Tooth | 16 |
| 2.3.2 Design of Rigid Connector | 18 |
| 2.4 3D Solid Modeling of Fatigue Testing System | 20 |
| 2.5 Summary | 22 |
| Chapter 3 Finite Element Analysis of Fatigue Testing System | 23 |
| 3.1 Introduction | 23 |
| 3.2 Finite Element Simulation Modeling | 23 |
| 3.2.1 Introduction of Finite Element Method..... | 23 |
| 3.2.2 Principles of Solving Contact Problems | 24 |
| 3.2.3 Finite Element Modeling of Fatigue Testing System..... | 26 |
| 3.3 Stress Analysis of Finite Element Model | 31 |

| | |
|--------------------------------------------------------------------|-----------|
| 3.3.1 Stress Analysis of Contact Regions | 31 |
| 3.3.2 Stress Analysis of Flexspline Tooth | 34 |
| 3.4 Effect of Different Factors on Flexspline Tooth | 36 |
| 3.4.1 Effect of Different Loads | 41 |
| 3.4.2 Effect of Different Assembling Angles..... | 42 |
| 3.5 Summary | 45 |
| Chapter 4 Dynamics Analysis of Fatigue Testing System | 47 |
| 4.1 Introduction | 47 |
| 4.2 Brief Introduction of ADAMS | 47 |
| 4.3 Dynamic Simulation Modeling | 48 |
| 4.3.1 Simulation Parameters..... | 48 |
| 4.3.2 ADAMS Modeling of Fatigue Testing System..... | 49 |
| 4.4 Analysis of Dynamic Simulation | 50 |
| 4.4.1 Comparison of Different Displacement Loading Methods | 50 |
| 4.4.2 Comparison of Different Normal Loads..... | 53 |
| 4.5 Analysis of Hertz Elastic Contact Stress | 55 |
| 4.6 Summary | 57 |
| Chapter 5 Conclusions and Future Work | 59 |
| 5.1 Conclusions | 59 |
| 5.2 Future Work | 60 |
| References | 61 |
| Acknowledgements | 65 |
| Publications and Research Work | 67 |

第一章 绪论

1.1 谐波齿轮传动概述

1.1.1 谐波齿轮传动介绍

从上个世纪 50 年代开始，随着各国空间技术的不断发展，航空航天飞行器控制系统对机械传动提出了更高的要求，如传动比大、体积小、重量轻、能传递运动至密封空间等。在一般传统的传动方式无法达到这些要求的情况下，促使了谐波传动技术的诞生。谐波传动基于柔性工作构件的波动变形原理，在柔性工作构件产生弹性变形的基础上进行运动传递或者动力传递。因柔性工作构件的变形波非常接近一个对称的谐波，所以把该传动方式称为谐波传动。根据不同的使用要求，谐波传动可以分为谐波齿轮传动、谐波摩擦传动、谐波螺旋传动等几种主要型式，其中谐波齿轮传动在这几种型式中使用最为广泛^[1-2]。

谐波齿轮传动的三个基本构件为柔轮（Flexspline）、刚轮（Circular Spline）和波发生器（Wave Generator），如图 1-1 所示。柔轮是谐波齿轮传动中的弹性变形构件，根据结构划分主要有圆柱形与钟形柔轮两种型式，其中圆柱杯形柔轮的应用最为广泛。刚轮作为有内齿的刚性部件，在结构上与一般传动的内齿轮相类似。波发生器的作用是迫使柔轮产生连续变形波，常用的机械波发生器按结构可分为触头式、行星式、凸轮式波发生器等几种主要型式^[2]。



图 1-1 谐波齿轮传动的组成构件^[3]

一般情况下，这三个构件中要求有一个必须固定，其余两个构件一个为主动，另一个为从动，两者的相互关系可视情况而定，这就构成了行星型谐波齿轮传动机构，该机构在有一个输入运动时能得到一个确定的输出运动。某些时候，为满足特定的场景应用需求，也可以把三个构件做成都不可固定的差动型谐波齿轮传动，从而实现把两个输入运动合成为一个确定的输出运动。

柔轮作为弹性变形薄壁工作构件，是谐波齿轮传动最为关键的一个构件。在交变载荷不断作用下柔轮需承受反复弯曲、变形，处在变应力的工作状态，容易发生疲劳损伤导致断裂，其疲劳强度与动态特性也成为影响谐波齿轮传动整体性能的关键因素。所以柔轮的材料应该具备高弹性、高冲击韧性、高机械强度等特征。其中高性能合金结构钢是加工柔轮的理想材料，如 40CrNiMoA、20Cr2Ni4A、18Cr2Ni4WA、30CrMnSiNi2A 等^[2,4]。因刚轮的工作状态和一般齿轮相类似，所以制作刚轮可以使用普通齿轮材料，可以选用如 45 钢、2Cr13、40Cr 等较为常见的优质碳素钢以及普通结构钢^[2,4]。

1.1.2 谐波齿轮传动的工作原理

波发生器和柔轮尚未发生装配之前，柔轮最初的剖面呈一个圆形状，柔轮与刚轮之间的齿距 p 相等，但它们的齿数 Z 不等，柔轮的齿数 Z_1 略少于刚轮的齿数 Z_2 。当波发生器每旋转一周时，将柔轮某一点发生变形的循环次数叫做波数。柔轮的波数可以是任意整数，普遍采用的有双波与三波两种形式。双波传动时，柔轮与刚轮齿数差为 2（或 $2n$ ， n 为整数）；三波传动时，柔轮与刚轮齿数之差为 3（或者 $3n$ ， n 为整数）。图 1-2 描述了触头式波发生器双波传动的三个过程。

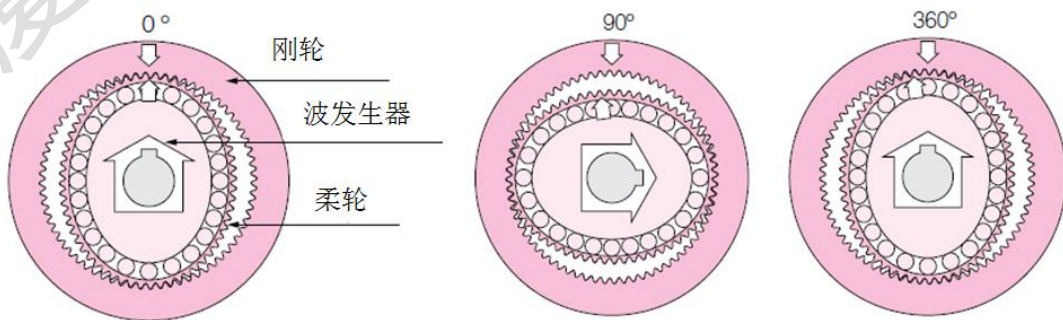


图 1-2 谐波齿轮传动过程示意图^[3]

将刚轮固定，令波发生器为主动。由于波发生器长轴稍微长于柔轮的内壁直径，因此当它被装配到柔轮内壁时，柔轮就产生了弹性变形，柔轮内壁紧压刚轮，最初的圆形齿圈变成了椭圆形，如图 1-2 所示。当波发生器开始旋转后，柔轮在波发生器长轴两端位置的齿刚好和刚轮的齿完全啮合，此时波发生器短轴两端位置的柔轮齿完全脱开。而位于波发生器的长轴与短轴之间的柔轮齿，则根据转向有些逐渐进入刚轮齿间，处在半啮合状态，这种现象称为啮入；有些逐步从刚轮齿间退出，处于半脱开状态，这种现象称为啮出^[1-5]。一般状况下，谐波齿轮传动过程任意时刻都大约有 30%的柔轮齿和刚轮齿参与啮合。当波发生器持续旋转时，柔轮上所有齿都在啮入、啮合、啮出、脱开四种工作状态之间往复切换，柔轮每个齿都经历着与刚轮齿接触和非接触的循环，这种现象称为错齿运动^[5-6]。错齿运动将输入转换成输出，使得柔轮和波发生器的旋转方向相反。如图 1-2 所示，当波发生器顺时针旋转 90° 时，柔轮相对于刚轮在圆周的逆时针方向错过了二分之一一个齿距弧长；当波发生器转动 360° 时，柔轮相对于刚轮在圆周逆时针方向则错过了两个齿距弧长，如此循环往复从而获得变速传动。

1.1.3 谐波齿轮传动的特点

谐波齿轮传动的主要优点有：

- (1) 结构紧凑，体积小，重量轻。和一般齿轮传动相比，零件数量减半，体积和重量可分别减少至少 30%。
- (2) 传动精度高。由于在波发生器长轴两端有多对齿同时啮合，其中包含两个 180° 度对称的齿，因而齿轮的齿距误差与累积的齿距误差对旋转精度的影响比较平均，使位置精度与旋转精度都达到了非常高的水准。
- (3) 传动比大。单级谐波齿轮传动的传动比可达 50~300。
- (4) 传动时齿面磨损小且均匀。当齿轮参数设计合理、齿面光洁度高、润滑良好时，齿面的滑动速度很小，齿啮合部位滑动很小，轮齿是面接触，减少了摩擦产生的动力损失，因此可以获得较高的效率。
- (5) 同时啮合的齿数多。传递额定扭矩时，双波传动同一时刻参与啮合的齿对数占了总数的 30%~50% 左右。例如刚轮固定，传动比为 100，柔轮的齿数

为 200 时，同时啮合的齿对数达 60~100 对，而普通齿轮传动一般只有 1~2 对参与同时啮合。

然而谐波齿轮传动也还存在着一些不足之处：

(1) 柔轮时刻承受着交变载荷，处于变应力的工作状态，容易产生周期性变形而造成疲劳损坏。

(2) 要求的传动比下限值高。固定刚轮，令波发生器主动时，所要求的传动比不得低于 35，与此对应的齿数不可以过少。

(3) 相对于一般的传动方式，要求的起动力矩大。

1.2 课题的研究背景

1.2.1 谐波齿轮传动的发展历史

谐波传动的基本原理是由苏联学者 A. H. Mockbhthh 于 1947 年首次提出^[1]。1955 年，美国发明家 C. W. Musser 发明了谐波齿轮减速器并首次将其应用到火箭上。此后，谐波齿轮减速器在空间技术领域得到了多次应用，充分彰显了其优越的特性。1959 年，C. W. Musser 获得这项专利，并在次年展示了谐波齿轮减速器实物，公布了谐波齿轮传动技术的具体资料^[7-8]，在资料里他首次使用 Harmonic Drive 这个名词，翻译为谐波齿轮传动。1961 年，中国上海纺织科学研究所的孙伟在杂志上详细介绍了该项专利，标志着该技术正式传入中国^[9]。

在谐波齿轮传动问世后的几十年间，世界上各个技术先进的国家先后开始重视这项技术并投入大量的科研成本用于开展这项新型传动的研究，带动了该项技术在全球范围内的发展。美国是世界上首个把谐波齿轮传动技术应用到航天领域的国家。目前为止，美国就有几十家大型公司或研究机构在从事着该技术的研究工作。在这些大型公司和研究机构中，当属 USM 公司的规模最大。早在 60 年代，该公司就完成了谐波齿轮减速器的系列化和标准化工作，其生产的谐波传动相关设备包含了军用和民用两个重要领域，到 90 年代已有七个系列的谐波减速器产品在市场销售。如今谐波传动技术在美国已经被推广到精密设备的纳米级调整系统，并且获得了相关的专利^[10-12]。

自前苏联工程师 A. H. Mockbhthh 于 1947 年首次提出谐波传动原理后，从上世纪 60 年代开始前苏联加大了力度从事发展这项新技术，诸多科研机构都积

极从事发展新型谐波齿轮传动技术，在理论基础、实验工作、传动形式与机构等领域开展了较为深入的研究，并有了较大的进展。M.H.伊万诺夫在对谐波齿轮减速器进行系统和深入的研究之后，将重要的研究成果整理成册并出版了《谐波齿轮传动》一书^[13]。

日本在这项技术上起步相对较晚。1970年，长谷川齿轮株式会社获得了美国 USM 的生产许可并获得了其先进的相关技术。同年，长谷川与 USM 各出资 50% 在东京成立了哈默纳科 (Harmonic Drive Systems Inc.)^[14]。目前，哈默纳科是整体运动控制领域的领头羊，该公司不断提高自身研发技术，将谐波齿轮减速器往更小、更轻、更高精度等方向发展，获得了多项专利，并将自身的谐波传动技术应用在机器人、半导体制造装置、医疗器械、航空航天等多项领域。图 1-3 为哈默纳科生产的 HPGP 系列谐波行星减速器 (Harmonic Planetary)，该型号谐波齿轮具有独特的消除齿隙结构，具有高精度、高扭矩、高刚度等优点。日本生产的谐波齿轮传动产品畅销全球，主要销往德国、法国、瑞典、意大利等西欧国家，适用范围广，产品的结构型式已实现标准化和系列化^[15]。



图 1-3 HPGP 系列谐波行星减速器^[13]

欧盟的几个发达国家如德国、英国、法国等，也都较早地从事有关谐波齿轮传动的研究并将成果应用于各种尖端领域^[10]。例如英国哈森技术公司与德国谐波驱动公司合作为欧洲太空局 (ESA) 提供了先进的谐波齿轮传动设备，他们可以制造多达 9 种不同类型的谐波减速器，并有 6 个不同系列的谐波驱动机构产品^[16]。

自上世纪六十年代被引进到国内以来，我国也不遗余力地开展了对谐波齿轮传动的研究。1983 年，我国成立了北京谐波传动技术研究所，该单位是国内

Degree papers are in the “[Xiamen University Electronic Theses and Dissertations Database](#)”.

Fulltexts are available in the following ways:

1. If your library is a CALIS member libraries, please log on <http://etd.calis.edu.cn/> and submit requests online, or consult the interlibrary loan department in your library.
2. For users of non-CALIS member libraries, please mail to etd@xmu.edu.cn for delivery details.