

国内图书分类号：TH132.43

学校代码：10213

国际图书分类号：621.833

密级：公开

## 工学硕士学位论文

# 机器人用短筒柔轮谐波减速器研制 与性能测试

硕士研究生： 于鹏飞  
导 师： 吴伟国 教授  
申 请 学 位： 工学硕士  
学 科、专 业： 机械设计及理论  
所 在 单 位： 机电工程学院  
答 辩 日 期： 2012 年 7 月  
授 予 学 位 单 位： 哈尔滨工业大学

Classified Index: TH132.43

U.D.C: 621.833

Dissertation for the Master Degree in Engineering

**RESEARCH ON HARMONIC DRIVE WITH  
SHORT FLEXSPLINE FOR ROBOT AND ITS  
EXPERIMENT STUDIES**

Candidate:	Yu Pengfei
Supervisor:	Prof. Wu Weiguo
Academic Degree Applied for:	Master of Engineering
Speciality:	Mechanical Design and Its Theory
Affiliation :	School of Mechatronics Engineering
Date of Defence:	July, 2012
Degree-Conferring-Institution :	Harbin Institute of Technology

## 摘要

在机器人的实际应用中正常比例的谐波减速器的通常不满足机器人减速环节的安装空间要求，实际经验表明需要在保持谐波减速器的性能不变的情况下使用短筒柔轮谐波减速器。短筒柔轮谐波减速器相比正常的谐波减速器结构更紧凑，体积更小，质量更轻。同时短筒柔轮谐波减速器不单单在机器人上，在其他领域如航空航天领域也有日益增长的需求。但国内目前其设计加工中仍存在很多没有解决的问题，国产的短筒柔轮谐波减速器与工业发达国家的存在较大差距。

本文通过对短筒柔轮谐波传动进行分析，针对短筒柔轮谐波减速器轴向尺寸较正常谐波减速器更小，导致波发生器装入柔轮后柔轮张角更大，使得轮齿间啮合区域减小的问题，提出了短筒柔轮谐波减速器柔轮采取双圆弧齿廓、刚轮轮齿为具有一定倾角的共轭齿廓的设计方法。

建立了包括波发生器柔性轴承的基于齿面啮合接触对的短筒柔轮谐波传动有限元模型。以 50 机型为例，对柔轮长径比为 1/4 的短筒柔轮谐波减速器进行数值仿真，计算验证了刚轮轮齿具有一定倾角的设计方案的合理性。仿真结果表明具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器具有更大的啮合面积，在刚轮轮齿倾角值  $0.2^\circ$  时，轮齿间的接触面积上升约 35%。

根据有限元仿真结果确定出刚轮倾角值，提出采用慢走丝线切割加工制作了用于 1/4 比例 50 机型的短筒柔轮谐波传动的柔轮和轮齿具有  $0.2^\circ$  倾角的刚轮，研制出了短筒柔轮谐波减速器样机。

根据谐波传动刚度主要由轮齿间接触面积决定，对短筒柔轮谐波减速器进行传动刚度对比实验。实验结果表明制作的有  $0.2^\circ$  倾角的谐波传动的传动刚度较正常轮齿的谐波传动上升约 39%，间接验证了刚轮轮齿具有一定倾角的谐波减速器使轮齿间接触面积得到提升。最后，用对比试验中使用刚轮轮齿正常的和刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器作为传动关节制作了两自由度机械臂。

**关键词：**谐波传动；短筒柔轮；共轭齿廓；有限元仿真；传动刚度

## Abstract

The normal harmonic drive does not meet the installation space demand in the practical application of the humanoid robot, so short flexspline harmonic drive is introduced in order to maintain the performance of the reducer. Compared to the normal harmonic drive short flexspline harmonic drive's structure is more compact, lighter in weight. Not only in the humanoid robot, in other areas there is an increasing demand. But there is big gap between the domestic product and the imported one due to the problem of design and manufacture.

Teeth profile of flexspline was determined, on the basis of pitch line method, the conjugate profile of flexspline was calculated. According to the characteristic of the short flexspline which is when wave generator assembled in the flexspline, the flexspline has a larger tilt angle causing meshing area between flexspline and circular spline declining, so using two-arc flexspline tooth profile as the flexspline's tooth profile and the circular spline with a certain angle was introduced.

A harmonic drive finite-element model for type size 50 with short flexspline with contact pairs including flexible bear of wave generator was proposed. Equivalent stress, deformation, contact stress and area of contact were studied. The design method that circular spine with tilt angle proved effect by the result of FEA. The meshing performance of the short flexspline with the circular spline of angle of  $0.2^\circ$  increases by 35% in the contact area.

On the basis of the type 50, the 1/4 short flexspline and circular spline were designed and manufactured using the chosen angle  $0.2^\circ$  by WEDM-LS. The processes of manufacturing were given in details. The prototype was successfully made.

According to the transmission stiffness is mainly determined by the size of the meshing area, the prototype was tested in the transmission stiffness and hysteresis experiments compared to the normal one. The result shows that short flexspline with the circular spline of angle of  $0.2^\circ$  has a 39% larger transmission stiffness which means it has larger contact area between teeth indirectly. Finally using the two harmonic drives with normal teeth and tilt teeth in the transmission stiffness experiment, 2 DOF robot arm has been made.

**Keywords:** harmonic transmission; short flexspline; conjugate profile; finite element simulation; transmission stiffness

# 目录

摘要 .....	I
Abstract .....	II
第 1 章 绪论 .....	1
1.1 课题来源及研究的目的和意义 .....	1
1.1.1 课题来源 .....	1
1.1.2 研究的目的和意义 .....	1
1.2 国内外发展现状综述 .....	4
1.2.1 短筒柔轮谐波传动研究现状 .....	4
1.2.2 短筒柔轮谐波减速器的主要研究方向 .....	5
1.3 本课题主要研究的内容 .....	7
第 2 章 短筒柔轮谐波传动齿形分析 .....	8
2.1 引言 .....	8
2.2 谐波传动原理简述 .....	8
2.3 谐波传动齿形分析 .....	9
2.3.1 柔轮齿廓曲线的确定 .....	9
2.3.2 包络法求解刚轮齿廓的基本假设 .....	10
2.3.3 包络法求解刚轮齿廓 .....	11
2.4 短筒柔轮谐波传动与正常比例谐波传动啮合特点的比较 .....	16
2.5 本章小结 .....	18
第 3 章 具有接触对的短筒柔轮谐波传动有限元分析 .....	19
3.1 引言 .....	19
3.2 短筒柔轮谐波传动有限元模型的改进 .....	19
3.3 短筒柔轮谐波传动模型的建立与网格划分 .....	19
3.4 具有接触对的短筒柔轮谐波传动有限元分析设置 .....	21
3.4.1 接触单元的定义与接触对的建立 .....	21
3.4.2 求解器设置与载荷定义 .....	23
3.5 短筒柔轮谐波传动有限元计算结果分析 .....	24
3.5.1 刚轮轮齿正常无倾角的情况 .....	24
3.5.2 刚轮轮齿具有一定倾角的情况 .....	26
3.6 本章小结 .....	28
第 4 章 短筒柔轮谐波减速器结构设计与加工工艺 .....	29
4.1 引言 .....	29

4.2 总体设计思路 .....	29
4.3 短筒柔轮结构与加工工艺 .....	29
4.3.1 短筒柔轮结构 .....	29
4.3.2 短筒柔轮加工工艺 .....	31
4.4 轮齿具有一定倾角的刚轮的结构设计和加工工艺 .....	33
4.4.1 轮齿具有一定倾角的刚轮结构设计 .....	33
4.4.2 轮齿具有一定倾角的刚轮的加工工艺 .....	34
4.5 短筒柔轮谐波减速器样机结构 .....	37
4.6 本章小结 .....	38
<b>第 5 章 短筒柔轮谐波减速器的传动刚度实验测试 .....</b>	<b>39</b>
5.1 引言 .....	39
5.2 传动刚度测试实验 .....	39
5.2.1 传动刚度测试实验原理 .....	39
5.2.2 传动刚度测试装置原件选用 .....	41
5.2.3 传动刚度实验结果分析 .....	42
5.3 自制谐波传动单元构成两自由度机械臂 .....	45
5.4 本章小结 .....	46
结论 .....	47
参考文献 .....	48
攻读学位期间发表的学术论文 .....	52
哈尔滨工业大学硕士学位论文原创性声明 .....	53
哈尔滨工业大学硕士学位论文使用授权书 .....	53
致谢 .....	54

# 第1章 绪论

## 1.1 课题来源及研究的目的和意义

### 1.1.1 课题来源

本课题来源于国家 863 计划课题（课题编号：2006AA04Z201）：“有表情智能仿人全身机器人系统集成化设计及基础技术验证”的一部分。由于要求机器人外观仿形，所以传动部分的元部件需要尽可能做到总体积小，总质量轻，减速比大。普通谐波减速器难以满足传动体积空间的要求，而短筒柔轮谐波减速器则是一个良好的替代方案。但短筒柔轮谐波减速器由于诸多因素较正常谐波减速器实现产品化更加困难，目前国产短筒柔轮谐波减速器在性能上与工业发达国家存在较大差距。

### 1.1.2 研究的目的和意义

谐波齿轮传动不同于传统的齿轮传动，在传动原理上有着本质的差异<sup>[1]</sup>，它是依靠具有挠性的柔轮的弹性变形来实现与刚轮的啮合，进而传递力与运动。这种传动原理被称作变形原理，与一般传动的杠杆原理或斜面原理相区别。谐波减速器一经问世便备受世人瞩目，在发明之初便被应用到航空航天当中就显示出了其作为减速器的性能上的优越性<sup>[2]</sup>，如今谐波减速器更是被广泛应用到各行各业中<sup>[3]</sup>。



图 1-1 短筒柔轮谐波减速器三元件<sup>[4]</sup>

Fig.1-1 Basic three components of short flexspline harmonic drive<sup>[4]</sup>

谐波齿轮减速器基本结构如图 1-1 所示，一般由波发生器、柔轮和刚轮三

个基本元件组成。波发生器装入带有外齿且内径小于其外径的柔轮中，将迫使柔轮发生变形。使得柔轮外轮齿和刚轮内轮齿在波发生器长轴两端处完全啮合，而在波发生器短轴附近处则完全脱开，处在波发生器长轴和短轴中间的区域轮齿则处于半啮入或半啮出的过渡状态。波发生器连续旋转时，柔轮每个轮齿在波发生器的作用下产生周期性变化的变形，不断的和刚轮轮齿成啮入，完全啮合，啮出，完全脱离四种状态，循环往复。变形后的同一时刻，柔轮上各点相对于柔轮未变形时的运动，在波发生器长轴为起点处展开后将近似成具有波发生器波数个周期的余弦曲线，谐波传动因此得名。由于柔轮齿数比刚轮齿数少，所以在波发生器转动一周后柔轮向相反的方向转动一个柔轮齿数与刚轮齿数差值所对应的角度，而一般情况下柔轮齿数很多，所以这样就实现了大减速比的传动。

谐波齿轮传动是一种十分理想的仿人机器人用减速器<sup>[5]</sup>。首先在同样的减速比下，与行星齿轮减速器、RV 减速器等其他减速器相比它体积更小，质量更轻<sup>[6]</sup>；其次它的回差小，定位精度高，易于实现精确的位置控制；最后谐波减速器在正确啮合的条件下其传动效率也比较高。也正因为如此，在目前研制出来的仿人机器人大多在其传动部分采用谐波减速器，主要是短筒柔轮谐波减速器和环形谐波减速器<sup>[7]</sup>。由日本本田技术研究院研制的目前世界上最先进的仿人机器人阿西莫(ASIMO)，在腿部和手臂部关节采用了 24 套谐波减速器<sup>[8]</sup>；韩国科技先进研究院(KAIST)研制的仿人机器人 KHR-3(HUBO)，在 41 个传动关节中 28 个使用了谐波减速器，其中在腿部、手臂、躯干处全部采用了谐波减速器进行传动<sup>[9]</sup>；日本早稻田大学研制的 WABIAN-2 机器人则更是全身 41 个传动关节全部使用谐波减速器<sup>[10]</sup>。

在仿人机器人中，受机器人外形结构的限制，其内部可供减速器安装使用的空间受到了极大的限制。在减速器其他传动性能不变的情况下，谐波齿轮减速器的轴向尺寸（体现为柔轮的轴向尺寸）越小越好。所以在仿人机器人中被广泛使用的是长径比（柔轮轴向长度与柔轮内径的比值）为 1/2 和 1/4 比例的谐波减速器，即短筒柔轮谐波减速器<sup>[11]</sup>。

如图 1-2 所示，韩国先进技术研究院（KAIST）研制的 KHR-3 型机器人（HUBO），其外观仿形，在使用谐波减速器减速的腿部膝关节宽度只有 120mm。若采用正常的谐波减速器，柔轮内径为 50mm 的谐波减速器装配后的轴向长度约为 50mm，这样在轴向上留给电机、输入轴、联轴器、输出轴等其他元部件的空间就十分有限。这时为满足空间尺寸上的要求，将不可避免的引入换向环节，这将导致传动关节变得臃肿从而为其他系统的布置带来麻烦。

并且对于机器人的控制来说，引入了一个多余的环节，很有可能对整个系统带来误差，对于机器人的精确控制是不利的。

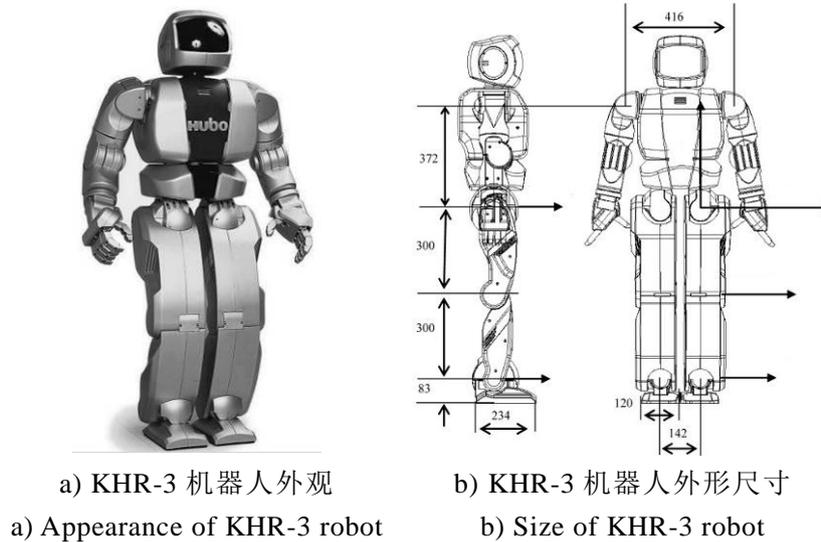


图 1-2 KHR-3 机器人<sup>[12]</sup>

Fig.1-2 KHR-3 robot<sup>[12]</sup>

实际上不单单在仿人机器人上，在军事工业技术、航空航天技术、机电一体化技术等其他领域对短筒谐波减速器的需求也日益迫切，为此短筒柔轮谐波减速器成为了当今谐波减速器技术的发展趋势之一<sup>[13]</sup>。作为目前世界上最优秀的产品化谐波减速器生产厂商的 HD (Harmonic Drive System Inc.) 公司一直在不断减小谐波减速器的轴向尺寸以满足客户的需求<sup>[14]</sup>：1988 年的 HDUC 系列长径比为 1，到 1991 年的 HFUC 系列长径比达到 3/5，到 2000 年 Super-flat 系列的长径比已可达到 1/3，其最新的筒形谐波减速器柔轮的长径比已经达到了约为四分之一。在传递扭矩等传动性能不变的前提下，谐波减速器轴向尺寸的减小，可以使总体积和质量大幅下降，在月球车、人造卫星、导弹、火箭、空间机械臂等对质量和体积空间大小有要求的项目上具有重要意义<sup>[15]</sup>。

但是随着柔轮长径比的减小，带来了几个重要的问题。第一，柔轮长径比的减小使得波发生器装入柔轮后，柔轮的开口张角变的更大，应力急剧上升，使得本身受力情况已经很差的柔轮工作在更恶劣的环境中<sup>[16]</sup>。所以柔轮采取何种结构形式能使所受的应力降到最低，这是不少研究者关注的重点<sup>[17]</sup>。另外，柔轮变形是一个几何非线性的复杂薄壳变形，采取何种理论来准确计算柔轮的变形和校核柔轮的强度，目前还没有形成一致的看法<sup>[18]</sup>。第二，柔轮的张角变的更大使柔轮的轮齿偏斜更加严重，直接导致柔轮轮齿和刚轮轮齿的接触面积下降，使得柔轮和刚轮啮合情况变差，重合度下降，导致谐波减速器的

承载能力大幅下降，谐波减速器的传动刚度变低，性能变差<sup>[19]</sup>。事实上无论短筒柔轮的谐波减速器还是正常柔轮的谐波减速器，轮齿间的啮合问题一直都是一个没有完全弄清楚的问题。而各主要谐波减速器的生产厂商所取得的关于轮齿的发明专利数目是在谐波减速器的发明专利中是最多的。第三，由于轴向尺寸减小，柔轮的径向变形不能过大，否则将超过柔轮所能承受应力的极限。因而轮齿间啮合深度随之减小，这样谐波减速器很容易发生“跳齿”现象<sup>[20]</sup>。以上提到的三个问题都为短筒柔轮谐波减速器带来了困难。

## 1.2 国内外发展现状综述

### 1.2.1 短筒柔轮谐波传动研究现状

目前产品化的柔轮长径比最小的筒形谐波减速器是由 HD 公司开发的 CSF 与 CSD 系列，其柔轮长径比约为 1/4。我国对短筒柔轮谐波传动的研究成果主要是实验室试制的样品。目前国内产品化的短筒柔轮谐波减速器是由中技克美公司在 2010 年开始销售的 XBS 型短筒柔轮谐波传动减速器。该型号的柔轮长径比可以达到 3/5，并且具有几乎和正常比例的谐波减速器一样的承载能力<sup>[21]</sup>。

表 1-1 给出了目前国内唯一实现产品化短筒柔轮谐波减速器生产厂家的中技克美公司生产的产品和 HD 公司生产的对应尺寸的短筒柔轮谐波减速器的尺寸和性能对比表，其对应的产品外形结构对比见图 1-3。

表 1-1 国内外谐波齿轮减速器主要参数比较

Table1-1 Main parameters of harmonic gear reducer comparison at home and abroad

型号	XBS-50	CSF-20	CSD-20	XBS-100	CSF-40	CSD-40
刚轮外径值	70	70	70	135	135	135
柔轮外径值	51	50	50	102	100	100
轴向长度	48	33.5	14	95	53	27
减速比	100	100	100	100	100	100
输入 2000rpm 时额定转矩	32*	40	28	260*	265	185

注：表中所有数据均来源于相关公司网站相关产品信息。

\*值为根据其性能参数说明书插值得到。

CSF 和 CSD 是 HD 公司根据不同侧重点开发的短筒柔轮谐波减速器产品。CSF 侧重于承载能力，而 CSD 在保证一定承载能力的条件下侧重于尺寸与重量的减小。由表 1-1 所示，HD 生产的 CSF 型谐波减速器在承载能力高出中技克美的 XB1 型的基础上，轴向尺寸只有 XB1 型的 60%。CSD 型谐波减速器虽

然在承载能力上略低于 XB1 型，但是其轴向尺寸更短，只有 XB1 型的 30%。从表 1-1 中可以看出，我国生产的谐波减速器在性能上较国外的短筒柔轮谐波减速器还存在较大差距。

目前我国的短筒柔轮谐波减速器受制于柔轮的材料，波发生器柔性薄壁轴承的性能，以及润滑剂等因素，目前使用的高性能的短筒柔轮谐波减速器基本上依赖于进口<sup>[22]</sup>。

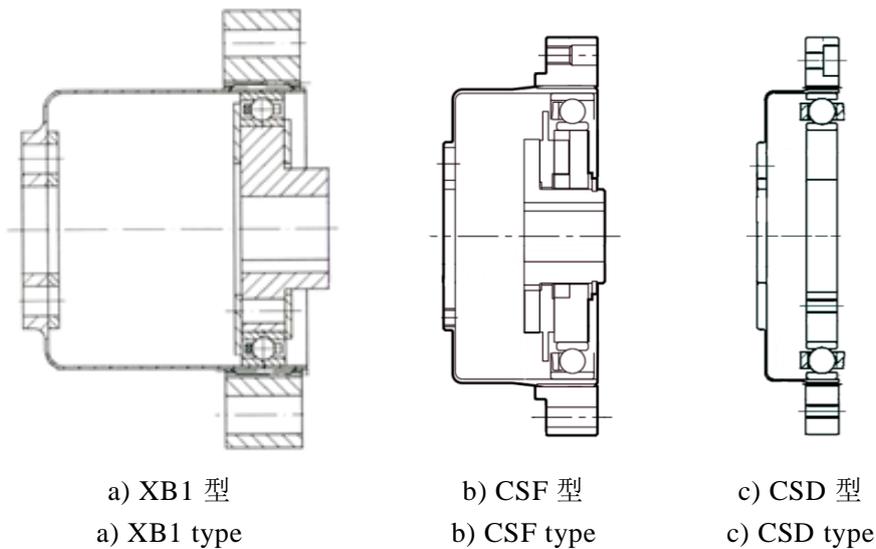


图 1-3 国内外谐波减速器结构比较

Fig.1-3 Comparison of domestic and overseas harmonic drive structure

### 1.2.2 短筒柔轮谐波减速器的主要研究方向

为提高短筒柔轮谐波减速器的性能，研究人员主要从以下几个方向进行短筒柔轮谐波传动的研究。

#### (1) 短筒柔轮的结构形式与理论分析<sup>[23-27]</sup>

柔轮是谐波减速器三元件中受力情况最复杂的元件，无论是正常谐波减速器还是短筒柔轮谐波减速器其都是研究的热点。因为谐波减速器的主要失效形式除去波发生器的柔性轴承破坏或疲劳失效剩下的主要失效方式均和柔轮有关：柔轮在循环应力的作用下疲劳失效、柔轮轮齿和刚轮轮齿啮合时的跳齿与卡齿等啮合错误等。而柔轮的失效形式主要原因为柔轮材料本身固有的缺陷，短时间内承受过大负载和应力集中。材料的缺陷可以通过加工工艺的改进而得以改善，如采用旋压的方法加工柔轮可使其组织结构得到优化。而应力集中的问题则可以通过对柔轮结构的优化设计加以避免。目前研究人员通过理论分析、实际经验总结、有限元方法等方式，对短筒柔轮结构乃至各个尺寸的参数

进行了详尽的优化设计。如 HD 公司对柔轮筒底凸缘到筒底圆角间的过渡曲线的形状进行了优化,以抑制短筒柔轮在装入波发生器后张角的变大;哈尔滨工业大学将柔轮筒底凸缘内置于柔轮筒内一部分,使柔轮筒底的受力情况得到优化。研究人员力争采取最优的结构使得柔轮所受的应力降到最低。与此同时,对相应的柔轮变形和所受应力的数值计算也是一个重要的研究方向,目前还没有形成准确的校核柔轮强度的方法,研究者只能依据经验准则提出一些强度校核公式,但无法反应出柔轮真实工作时的情况。

### (2) 轮齿的设计与修形<sup>[28-34]</sup>

齿形是影响谐波减速器性能最关键的因素之一。在谐波减速器研制的过程中,齿形的每次进步都给谐波减速器带来了性能上的极大提升。尤其对于短筒柔轮谐波减速器,齿形起到了重要影响。在短筒柔轮的情况下,柔轮轮齿和刚轮轮齿由于波发生器装配后对柔轮的作用,使得柔轮的张角更大,轮齿间的啮合面积下降严重,为此需要对齿形进行修形。从 HD 公司和中技克美公司公布的专利资料来看,两家公司都在这方面进行了大量的研究。双方都对自己产品的柔轮齿形进行了相应的改进。HD 公司采用双圆弧的柔轮齿廓,并根据柔轮齿廓按一定的方法生成刚轮齿廓,柔轮轮齿有等齿高并成一定锥角的形式,还有中间高两端低的形式等等。中技克美公司根据柔轮装进波发生器产生的张角,认为柔轮的共轭齿廓应分成多个截面进行求取,每个截面的柔轮的原始曲线都不一样,据此可得到多个截面的共轭齿廓,这样最后得到的齿廓综合具有最佳的啮合效果。对短筒柔轮谐波减速器轮齿进行修形,以达到更好的啮合效果是目前提高短筒柔轮谐波减速器性能的一个重要途径。

### (3) 加工制造的研究<sup>[35-41]</sup>

柔轮和刚轮通常有很高的齿数,在谐波减速器整体尺寸较小时,每个轮齿会很小。由于现在对于谐波减速器轮齿的加工,柔轮轮齿通常采用滚齿刀来进行加工,刚轮轮齿通常采用插齿刀进行加工。所以谐波减速器轮齿的加工若是采用刀具加工的方式是一个小模数齿轮加工的问题,对国内现在的加工技术来说,这是一个难点。目前研究者开发出了滚扎技术、旋压技术等技术来加工柔轮。刚轮内齿滚压和净成形加工方法来加工刚轮。另外采用新材料,如复合材料等来加工制造柔轮与刚轮时一个具有极大的潜力的研究方向。采取质量更轻强度更高的新材料加工谐波减速器可以直接使谐波减速器的总质量下降,并具有更大的承载能力。

### (4) 其他方面的研究<sup>[41-47]</sup>

谐波传动由于还有一些传动特点还没有完全研究出来,所以在这些方

面需要进行试验研究。另外，对于谐波传动的一些理论也需要用实验进行证明。研究者对谐波减速器进行了各种实验研究,如中科院长春光学精密仪器研究所对谐波减速器传动误差及控制精度方面进行了实验研究，对误差来源进行了分析。另外，短筒柔轮谐波减速器的主要的应用环境是空间，在空间中应用时的润滑问题也是研究的一个热点。在空间环境中，由于受超高真空，温度、微重力、辐射等空间苛刻环境的影响，润滑脂极易干涸，使谐波减速器元件间的摩擦加剧，性能大幅下降。据此国内外众多研究者对谐波减速器的空间润滑展开了大量研究。

### 1.3 本课题主要研究的内容

(1) **短筒柔轮谐波传动齿形的研究** 确定柔轮齿廓曲线，根据波发生器的轮廓，采用包络法求解出对应刚轮的共轭齿廓。对短筒柔轮谐波减速器的啮合情况进行分析，提出对短筒柔轮谐波减速器的刚轮轮齿采用一定倾角的设计方案。

(2) **短筒柔轮谐波减速器的有限元分析** 建立包含波发生器柔性轴承在内的具有轮齿接触对的完整的有限元分析模型，通过有限元分析可以得到柔轮的应力和变形情况以及啮合时的轮齿间接触应力和接触面积。对比分析正常短筒柔轮谐波减速器和刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器的接触面积的大小。可以通过仿真验证刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器是否较正常轮齿的短筒柔轮谐波减速器具有更大的轮齿间接触面积。

(3) **短筒柔轮谐波减速器的结构与加工工艺** 在确定柔轮与刚轮的齿形后，对柔轮和刚轮进行结构设计并制定其加工工艺，加工制作柔轮长径比为 1/4 比例的短筒柔轮和对应的轮齿具有一定倾角的刚轮。

(4) **短筒柔轮谐波减速器的性能测试** 对短筒柔轮谐波减速器进行传动刚度对比实验测试，根据谐波传动刚度大小主要由轮齿间接触面积决定，通过实验对比传动刚度值的大小，用实验来检验刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器是否较轮齿正常的短筒柔轮谐波减速器具有更大的轮齿间接触面积。

## 第2章 短筒柔轮谐波传动齿形分析

### 2.1 引言

齿形对谐波传动的性能起着十分重要的影响。每次齿形的改进都对谐波传动的性能产生巨大的推动作用。尤其对短筒柔轮谐波传动，由于轴向尺寸的减小所导致的波发生器装入柔轮后，柔轮张角更大，柔轮轮齿偏斜加剧而导致的轮齿间啮合面积下降严重，为齿形的设计增添了需要考虑的因素。本章在给定柔轮齿廓和波发生器的形状的情况下，根据包络法求解出与柔轮齿廓共轭的刚轮齿廓，并根据短筒柔轮谐波传动的啮合特点，提出了刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波传动设计方法。

### 2.2 谐波传动原理简述

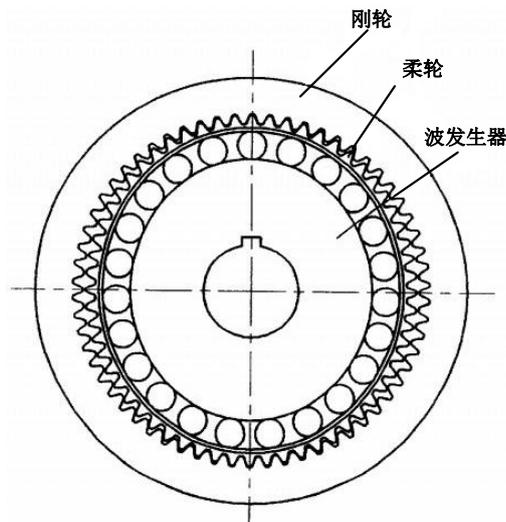


图 2-1 谐波传动原理

Fig.2-1 Principle of harmonic drive

谐波传动的基本原理如图 2-1 所示，其一般由波发生器、柔轮和刚轮三个基本元件组成。波发生器装入带有外齿且内径小于其外径的柔轮中，将迫使柔轮发生变形。使得柔轮外轮齿和刚轮内轮齿在波发生器长轴两端处完全啮合，而在波发生器短轴附近处则完全脱开，处在波发生器长轴和短轴中间的区域轮齿则处于半啮入或半啮出的过渡状态。波发生器连续旋转时，柔轮每个轮齿在波发生器的作用下产生周期性变化的变形，不断的和刚轮轮齿

成啮入，完全啮合，啮出，完全脱离四种状态，循环往复。由于柔轮齿数比刚轮齿数少，这个差值一般是波发生器波数的整数倍，所以在波发生器转动一周后柔轮向相反的方向转动一个柔轮齿数与刚轮齿数差值所对应的角度，而一般情况下柔轮齿数很多，所以这样就实现了大减速比的传动。

谐波减速器可以做成行星型或差动型，可以根据实际采用不同的设计方式。在本文中谐波减速器采取行星型，采取固定刚轮，波发生器作为减速器的输入，柔轮作为减速器的输出的形式。故其传动比为

$$i = -\frac{Z_r}{Z_g - Z_r} \quad (2-1)$$

式中  $i$ ——传动比；

$Z_r$ ——柔轮齿数；

$Z_g$ ——刚轮齿数。

## 2.3 谐波传动齿形分析

谐波齿轮传动与一般齿轮传动的区别在于必须考虑柔轮的弹性变形对柔轮齿和刚轮齿共轭运动的影响。柔轮的弹性变形由其中线的变形曲线来描述，这条曲线在各类谐波传动专著中被称为原始曲线<sup>[47]</sup>。谐波传动关于原始曲线与柔轮齿形、刚轮齿形之间关系的问题一般分为两类：其一是已知原始曲线，并给定刚轮齿形或者柔轮齿形中的任意一个，按已知运动规律求解其相共轭的齿形。其二是柔轮齿形和刚轮齿形，按已知运动规律求解原始曲线<sup>[48]</sup>。本文研究第一类问题，即给定柔轮齿形，根据原始曲线和运动规律求取对应刚轮的共轭齿廓。

### 2.3.1 柔轮齿廓曲线的确定

柔轮齿形对谐波减速器的性能有着显著的影响，从最早 Walt Musser 所采用的直线齿形，到渐开线齿形、S(又称 IH)齿形、双圆弧齿形、Bezier 曲线拟合生成的齿形以及摆线齿形。每次齿形的改进都带来了谐波减速器啮合性能上的提升。渐开线齿形相比直线齿形具有更良好的工艺性，并且考虑了轮齿的转角问题。1989 由日本学者 S.Ishikawa 发明的 S 齿形又较渐开线齿形在保持机械效率不变的条件下，同时啮合齿数提高了一倍，从 15% 提升到了 30%<sup>[49]</sup>。双圆弧齿形是改进的 S 齿形，其有效减少了轮齿之间的干涉。摆线齿形应用于摆线型谐波传动，能有效提高动态性能，目前被认为是一个谐波传动的新思路<sup>[50]</sup>。本文柔轮轮齿将采用在理论上和实际上均被证明能有效提

高啮合效果的双圆弧齿形，为避免柔轮与刚轮轮齿的干涉齿顶处采用了直线段，其形状及如图 2-2 所示。各参数值如表 2-1 所示。

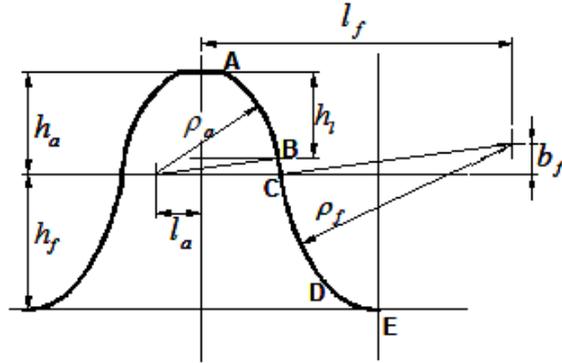


图2-2 柔轮双圆弧齿形

Fig.2-2 Double-arc teeth profile

柔轮轮齿的齿廓曲线方程为

上圆弧齿廓：

$$\mathbf{R}_1 = (\rho_a \cos(\alpha_1) - l_a)\mathbf{i} + (\rho_a \sin(\alpha_1))\mathbf{j} \quad (2-2)$$

下圆弧齿廓：

$$\mathbf{R}_2 = (l_f - \rho_f \cos(\alpha_2))\mathbf{i} + (\rho_f \sin(\alpha_2) + b_f)\mathbf{j} \quad (2-3)$$

表 2-1 柔轮轮齿参数表

Table 3-1 Computation sheet of the flexspline tooth parameters

(尺寸单位：mm)

参数	取值
$M$	0.25
$h_a$	0.2250
$h_f$	0.3030
$\rho_a$	0.2701
$\rho_f$	0.5145
$l_a$	0.0982
$l_f$	0.0671
$h_t$	0.1900
$b_f$	0.0671

### 2.3.2 包络法求解刚轮齿廓的基本假设

由于谐波齿轮啮合理论的复杂性，现对一些对啮合性能影响不大的因素

进行适当的简化。

- (1) 柔轮中线按原始曲线变化，但周长保持不变。
- (2) 柔轮中线的原始曲线由波发生器的薄壁轴承的轮廓线决定。
- (3) 在谐波减速器工作过程中，柔轮轮齿和刚轮的轮齿的形状不发生变化。
- (4) 柔轮变形时，其所有的特征圆虽然改变了形状，但仍然是柔轮中线的等距曲线。
- (5) 假定波发生器完全为刚性的。
- (6) 柔轮在工作的过程中，发生变形的只有齿槽部分，而柔轮轮齿部分则不发生变形。

### 2.3.3 包络法求解刚轮齿廓

与其他齿轮传动的啮合理论不同，谐波传动的啮合理论必须考虑柔轮的弹性变形对柔轮轮齿和刚轮轮齿啮合的影响。柔轮的变形在讨论的过程中是以其中线的变形曲线来描述的，这条曲线也被称作原始曲线。采取包络法求取柔轮的共轭齿廓的实质是把柔轮的弹性变形转化为刚轮和柔轮轮齿共轭运动的一部分，最终借助包络理论来求解共轭齿形。即若能推导出柔轮的变形，就可以得到柔轮轮齿的运动轨迹，进而根据包络法原理可以像求解正常齿轮一样，求解出相应的共轭齿廓。

根据假设，现给出包络法求解柔轮共轭齿廓的一般方法。首先为推导方便，假设波发生器固定，柔轮主动输入，刚轮输出。此时，谐波减速器的传动比为

$$i = -\frac{Z_r}{Z_g} \quad (2-4)$$

如图 2-5 所示坐标系  $\sigma = \{o, x, y\}$  与波发生器相连并为固定坐标系，坐标系  $\{x_g, o_g, y_g\}$  和  $\{x_r, o_r, y_r\}$  分别和刚轮和柔轮固连在一起。在初始时刻，三个坐标系的纵坐标轴是重合的。 $y_g$  轴和刚轮齿槽的对称线重合， $y_r$  和柔轮轮齿的对称线重合。原点  $o_g$  与刚轮的回转中心重合，原点  $o_r$  位于原始曲线上。当与  $\{x_r, o_r, y_r\}$  固连的柔轮齿形曲线 T 沿着原始曲线运动时，将形成柔轮轮齿曲线族，将这个曲线族转化的刚轮坐标系下，该曲线族的包络线即为刚轮的齿形。

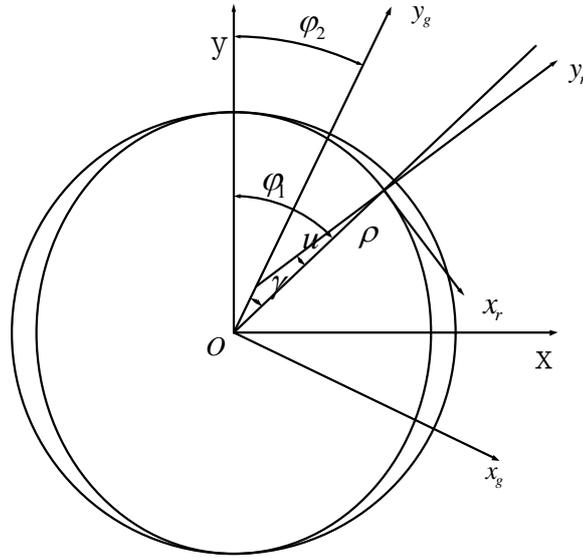


图 2-3 谐波传动柔轮啮合原理

Fig.2-3 Teeth kinematics of flexspline in harmonic drive

在柔轮坐标系  $\{x_r, o, y_r\}$  中，柔轮的齿廓的参数方程可以表示为：

$$x_r = x_r(t) \quad y_r = y_r(t) \quad (2-5)$$

在柔轮转过  $\phi_1$  时，柔轮将沿着波发生器表面推动刚轮运动，刚轮转动  $\phi_2$ 。柔轮的轮齿的运动是一个沿着变形曲线的平动和绕着相应点的转动的运动合成。如图 2-3 所示，柔轮坐标系到刚轮坐标系的变换矩阵  $\mathbf{M}_{gr}$  可以表示为：

$$\mathbf{M}_{gr} = \begin{pmatrix} \cos \phi_{12} & \sin \phi_{12} & \rho \sin \gamma \\ -\sin \phi_{12} & \cos \phi_{12} & \rho \cos \gamma \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2-6)$$

式中  $\phi_{12}$  ——  $y_r$  与  $y_g$  之间的夹角；

$\rho$  —— 原始曲线的极半径；

$\gamma$  ——  $\phi_1$  与  $\phi_2$  的夹角差；

则柔轮齿廓在刚轮坐标系中可表示为：

$$\begin{pmatrix} x_{gr} \\ y_{gr} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \phi_{12} & \sin \phi_{12} & \rho \sin \gamma \\ -\sin \phi_{12} & \cos \phi_{12} & \rho \cos \gamma \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_r \\ y_r \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2-7)$$

展开上式得：

$$\begin{cases} x_{gr} = x_r \cos \phi_{12} + y_r \sin \phi_{12} + \rho \sin \gamma \\ y_{gr} = x_r \sin \phi_{12} + y_r \cos \phi_{12} + \rho \cos \gamma \end{cases} \quad (2-8)$$

根据包络理论，刚轮的齿形应为在刚轮坐标系下柔轮轮齿曲线族的包络

线，固刚轮齿形上的点应满足：

$$\frac{\partial x_{gr}}{\partial t} \cdot \frac{\partial y_{gr}}{\partial \varphi} - \frac{\partial x_{gr}}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial y_{gr}}{\partial t} = 0 \quad (2-9)$$

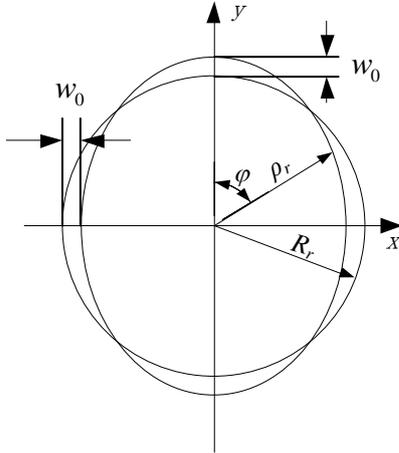


图 2-4 余弦凸轮曲线

Fig.2-4 Cosine-cam curve

对于波发生器的形状为余弦凸轮形式时，如图 2-4 所示。因假定波发生器为绝对刚体，故柔轮的原始曲线即为波发生器的轮廓曲线。其在极坐标系下方程可以写成：

$$\rho(\varphi) = r_m + w(\varphi) \quad (2-10)$$

式中  $\rho(\varphi)$ ——原始曲线极半径；

$r_m$ ——柔轮未变形时的半径；

$w(\varphi)$ ——柔轮径向位移；

$\varphi$ ——柔轮未变形端的转角；

其中，根据余弦凸轮的作用形式，知道

$$w(\varphi) = w_0 \cos(2\varphi) \quad (2-11)$$

式中  $w_0$ ——余弦凸轮最大径向位移。

如图 2-5 所示，根据柔轮中线不伸长的假设可以求得柔轮径向位移、切向位移与法向转角。未变形柔轮中线上线元  $ab$  在波发生器作用下变形，到达位置  $a'b'$ 。其过程可认为被分成两步完成。第一步，通过径向位移使  $ab$  移动到  $a''b''$ ，线元长度的增量为：

$$a''b'' - ab = (r_m + w)d\varphi - r_m d\varphi = wd\varphi \quad (2-12)$$

第二步，通过切向位移使线元最终达到  $a'b'$ ，这时线元长度增量为线元两端切向位移差

$$ab - a'b' = (v + dv) - v = dv \quad (2-13)$$

由中线不伸长条件，线元的长度应该不发生变化，故有

$$wd\varphi + dv = 0 \quad (2-14)$$

得到了径向位移和切向位移之间的关系。

根据微分几何的相关知识，法向倾角表示为：

$$u = \arctan\left(\frac{\dot{\rho}}{\rho}\right) \quad (2-15)$$

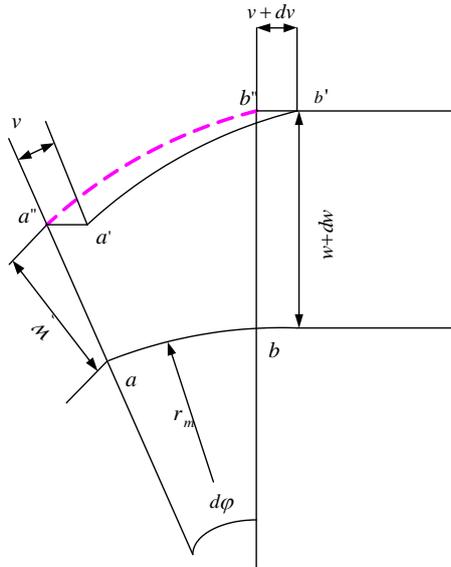


图 2-5 中线不伸长原理

Fig.2-5 Principle of central line

故最终根据柔轮中线不伸长的假设可以得到径向位移、切向位移、法向转角的表达式：

$$\begin{cases} w = w_0 \cos(2\varphi) \\ v = -0.5w_0 \sin(2\varphi) \\ \mu = 1.5w_0 \sin(2\varphi) / r_m \end{cases} \quad (2-16)$$

式中  $\varphi$  ——柔轮未变形端转角；

$v$  ——柔轮切向变形；

$\mu$  ——柔轮法向转角；

根据传动关系 (2-4)，可以得到

$$\varphi_2 = \frac{Z_r}{Z_g} \varphi \quad (2-17)$$

又柔轮中线不伸长的假设有

$$r_m \varphi = \int_0^{\varphi_1} \sqrt{\rho^2 + \dot{\rho}^2} d\varphi_1 \quad (2-18)$$

在整理时忽略高阶项，取一阶近似，故有

$$\varphi_1 = \varphi + v / r_m \quad (2-19)$$

至此，公式 (2-9) 中的所有变量都得到了相应的显示表达式，将所有的参数都带入公式 (2-9)，得到的化简后的偏微分方程将只含有两个未知数。由于难于求解偏微分方程的解析解，采取数值解法求解偏微分方程。离散化  $\varphi$  值，由于谐波传动是对称的，对于双波传动  $\varphi$  只需要计算  $[0, 180^\circ]$  的角度即可。给定合理的角度增量值，每次迭代增加一个增量，直到循环结束，完成求解刚轮的齿廓。图 2-6 为 MATLAB 求解共轭齿廓流程图。

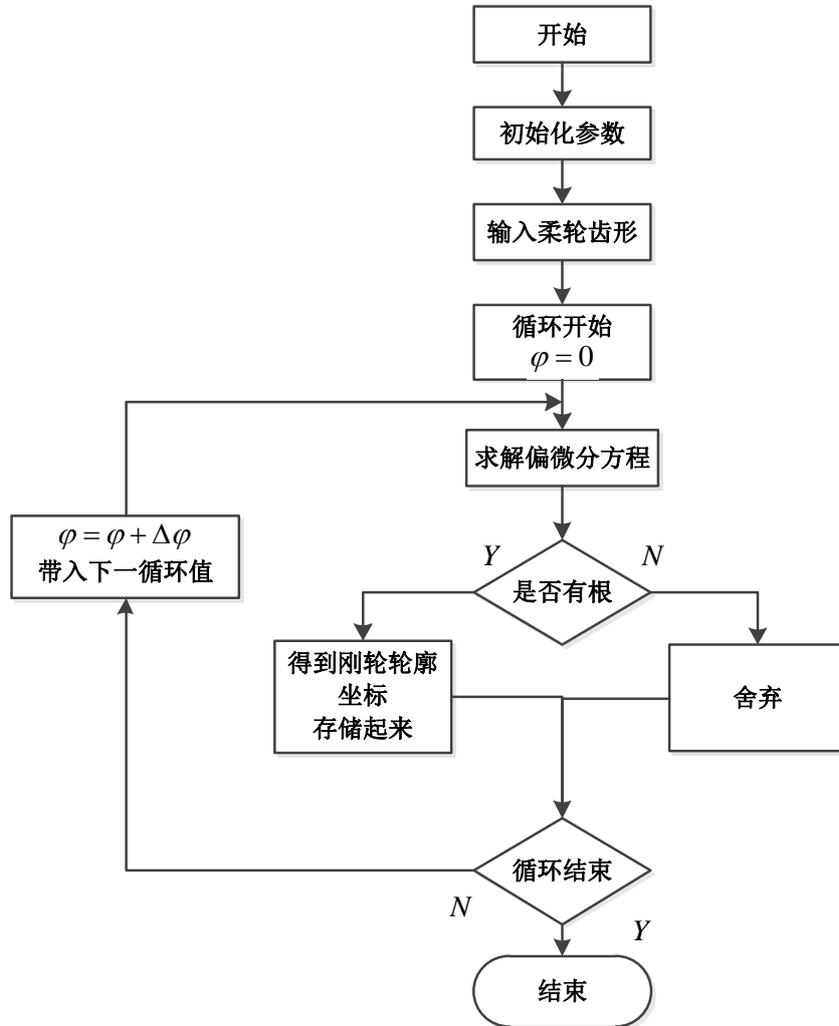
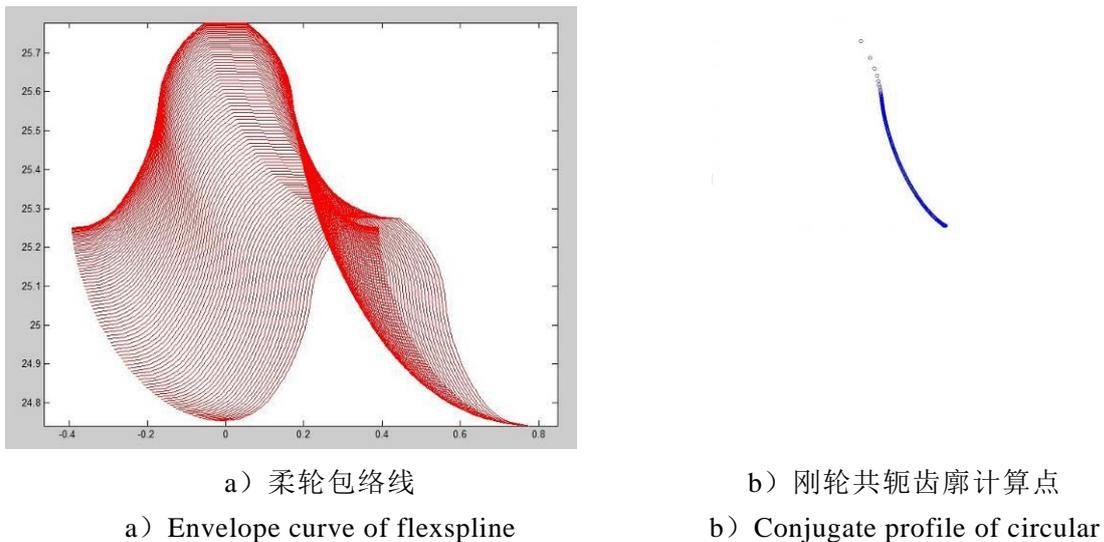


图 2-6 共轭齿廓求解程序流程图

Fig.2-6 Program flow chart for conjugate profile solving

最后得到的结果如图 2-7 所示，由包络法生成的包络线有两条，一条是

外包络线，另一条是内包络线。根据图形关系，刚轮的共轭齿廓是外包络线，舍弃了内包络线解出的点的轨迹。柔轮包络生成的刚轮轨迹如图 2-7 (a) 所示，计算得到的刚轮齿廓坐标在包络线中的位置如图 2-7 (b) 所示。在误差允许的范围内将刚轮齿廓坐标用多项式进行拟合得到样条曲线，作为刚轮的理论共轭齿廓。虽然这样只是在离散的点上得到的才是精确的结果，但是只要点数取的足够密，可以得到精确度很高的共轭齿廓数值解。



2-7 包络法求刚轮共轭齿廓

Fig.2-7 Conjugate profile of circular using method of envelope curve

## 2.4 短筒柔轮谐波传动与正常比例谐波传动啮合特点的比较

谐波减速器的波发生器的外径要比柔轮的内径略大，所以波发生器装入柔轮后在柔轮开口端柔轮将按波发生器的轮廓形状发生变形。柔轮将在开口端波发生器长轴附近被撑紧向外扩张，又因为柔轮的周长基本不发生变化，所以在开口端波发生器短轴附近柔轮向内收缩。与此同时，柔轮的筒底直径大小并没有发生变化或者只有很小的一个变化量，所以柔轮将呈现复杂的变形形态，但在波发生器长轴和短轴附近分别有向外和向内的一个最大倾角值。

如图 2-8 所示，由于短筒柔轮谐波减速在轴向长度上要比正常比例的谐波减速短很多，这就导致了在波发生器轮廓相同的情况下，将波发生器装入柔轮后，短筒柔轮谐波减速器的柔轮向外或者向内的倾角相对更大，在图中表现为  $\theta_1$  要大于  $\theta_2$ ，故柔轮将承受更大的应力作用。这个倾角随柔轮轴向长度的减小而愈大，所以柔轮轴向长度越短则将工作在更加恶劣的工作状态中。

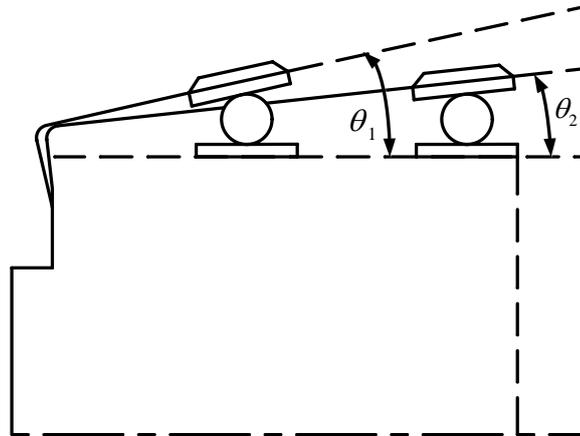
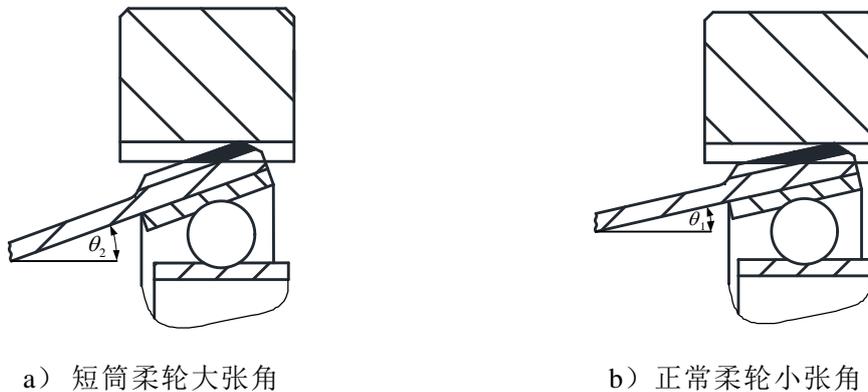


图 2-8 短筒柔轮与正常柔轮的长轴处张角大小对比图

Fig.2-8 Comparison of angle between short flexspline and normal flexspline

同时，如图 2-9 所示，由于短筒柔轮的倾角  $\theta_1$  比  $\theta_2$  大，柔轮轮齿与刚轮轮齿的啮合将受到极大影响——柔轮的轮齿偏斜更加严重，虽然同时啮合的齿数可能不变，但是每对啮合的柔轮与刚轮轮齿的啮合面积大幅下降，使得短筒柔轮谐波减速器的重合度下降，承载能力和传动刚度也随之降低。由此可以看出，尽管谐波减速器同时啮合的轮齿很多，但是很可能每对啮合的轮齿间的啮合面积并不大。故提高谐波减速器的啮合性能不单单需要考虑同时啮合的轮齿数目，还应该考虑轮齿间啮合的面积。



a) 短筒柔轮大张角

b) 正常柔轮小张角

a) big angle of short flexspline

b) small angle of normal flexspline

图 2-9 短筒柔轮与正常柔轮张角大小对啮合面积影响对比图

Fig.2-9 Comparison of angle between short flexspline and normal flexspline

据此，为提高短筒谐波减速器的啮合面积，考虑对刚轮轮齿进行修形。如图 2-10 所示，刚轮若采取轮齿具有一定倾角的形式，则在啮合时柔轮与刚轮轮齿间的啮合面积受到柔轮张角的影响就会变得比较小，因为刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器考虑到了柔轮张角所带来的影响，所以相

较于刚轮是正常轮齿的短筒柔轮谐波减速器，其将具有更大的轮齿间接触面积，从而使得具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器的承载能力和传动刚度均得到提升。

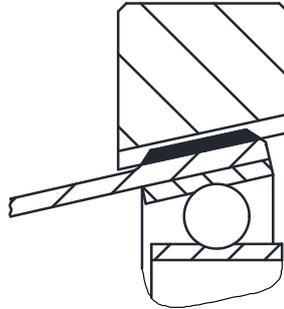


图 2-10 具有一定倾角的刚轮的啮合情况

Fig.2-10 Engagement of circular spline with certain angle

## 2.5 本章小结

本章在给定柔轮齿廓后采用包络法求解出与其共轭的刚轮齿廓。利用包络法求解共轭齿廓的实质在于根据中线不伸长原理并根据波发生器的轮廓推导出柔轮变形的原始曲线，根据包络法的含义求解相应刚轮齿廓。最后对短筒柔轮谐波传动的啮合特性进行了分析，根据短筒柔轮因为轴向尺寸较正常比例谐波传动中柔轮轴向尺寸要小很多，进而导致柔轮工作时张角更大，所受应力增大，同时轮齿之间的啮合性能也随之降低的特性，提出了刚轮轮齿具有一定倾角的设计方法。

## 第3章 具有接触对的短筒柔轮谐波传动有限元分析

### 3.1 引言

有限元方法是研究谐波传动的重要方法。柔轮处于复杂的应力状态中，其变形与所受到的应力分布通常借助于分析法和实验法。但是分析法本身在推导过程中做了过多的简化，使得经过繁琐计算得到的结果并不精确。而实验法得到的测量点不连续，不能全面的反应客观规律而且方法周期长、成本高。使用有限元仿真的方法可以有效的在短时间内比较准确的验证已有设计的正确与否。本章将建立包括波发生器柔性轴承在内的具有轮齿接触对的完整的短筒柔轮谐波传动有限元模型，对上一章提出的轮齿具有一定倾角的刚轮的设计方案进行有限元仿真分析，比较刚轮轮齿正常无倾角时和具有一定倾角值时的轮齿间啮合面积，通过仿真验证刚轮轮齿具有一定倾角是否能使柔轮轮齿与刚轮轮齿间的啮合面积增大。

### 3.2 短筒柔轮谐波传动有限元模型的改进

目前对谐波减速器进行有限元仿真的模型和研究并不圆满<sup>[51-53]</sup>，本文将使用 ANSYS13.0 Workbench 进行相应改进。对于谐波传动的有限元分析应选用非线性大变形分析，利用 ANSYS 接触分析功能来模拟波发生器对柔轮造成的强制位移和柔轮轮齿与刚轮轮齿之间的啮合。由于柔轮轮齿与刚轮轮齿之间的接触应力和接触面积直接影响短筒柔轮谐波减速器的承载能力，所以也应该对轮齿间的接触面积展开研究，而不应该仅关注柔轮的变形与等效应力分布情况。另外，虽然刚轮变形相比柔轮变形来说并不大，但是仍不能在建立仿真模型时在刚轮和柔轮的接触分析中把刚轮完全当做刚体处理，因为二者在弹性模量上相差无几，应以柔体与柔体接触进行建模。最后，应对谐波传动中的波发生器柔性轴承建立有限元模型，对波发生器上的柔性密排滚珠轴承进行实体建模，而不单单将波发生器简化成刚性的凸轮或者椭圆进行分析。因为在谐波减速器实际的工作过程中，柔性轴承在载荷作用下也会发生变形，并将直接影响柔轮的变形和应力大小，故不应该将它简化掉。

### 3.3 短筒柔轮谐波传动模型的建立与网格划分

本文对柔轮、刚轮、波发生器及柔性轴承的建立均在 Solidworks 中完成。

将第二章设计的柔轮齿廓曲线和通过 MATLAB 求解出的刚轮共轭曲线通过 Solidworks 中的坐标插入曲线功能导入 Solidworks 中对柔轮轮齿与刚轮轮齿齿形进行精确建模。在建立实体模型时注意选择基准平面, 这样在建立装配体时使用默认的从原点插入即可精确的控制各元件间的相对位置。这时在装配体中波发生器与柔轮间是有实体干涉的, 但是在导入 ANSYS 进行接触分析后, ANSYS 会自动进行波发生器与柔轮间的装配仿真。波发生器的柔性轴承外圈轮廓为计算共轭齿廓的波发生器的轮廓曲线, 滚珠沿着轴承内圈和外圈之间的滚道根据轮廓曲线阵列生成。为降低有限元分析求解的困难, 在 Solidworks 中建立的装配体模型进行了适度的简化, 刚轮和柔轮底部凸缘上的连接孔及轴承保持架被略去。最终模型如图 3-1 所示。

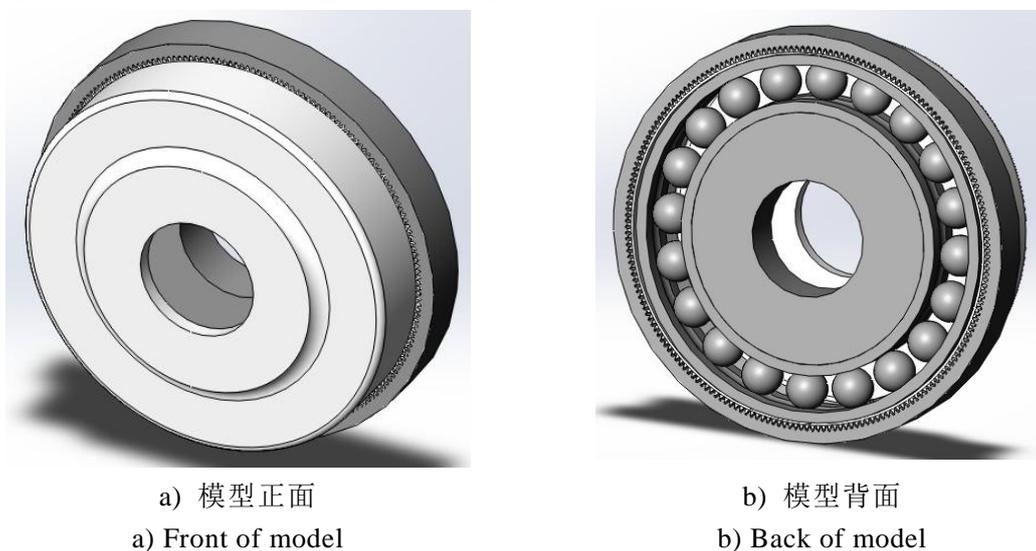
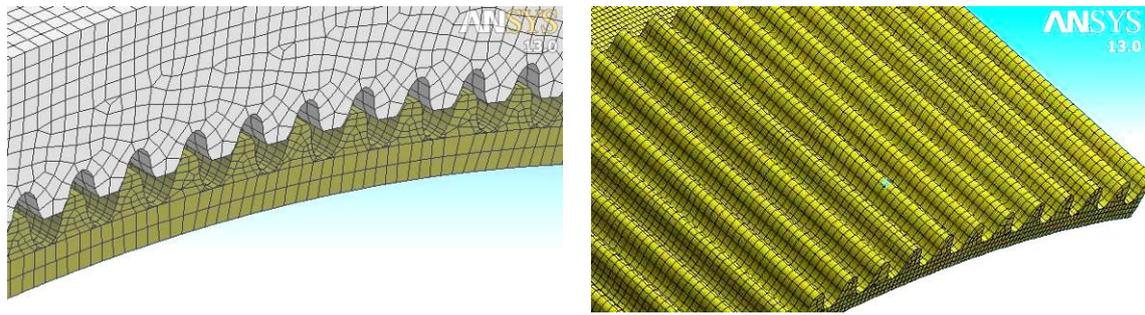


图 3-1 谐波减速器整体模型

Fig.3-1 The model of harmonic drive in Solidworks

制作柔轮的材料为 30CrMnSiA, 其弹性模量设置为 206GPa, 泊松比值设置为 0.3。制作刚轮的材料为 45 号钢, 其弹性模量设置为 210GPa, 泊松比值设置为 0.31。由于要对柔轮和刚轮接触面积进行讨论, 柔轮轮齿和刚轮轮齿的网格应该尽可能整齐, 这样在提取接触表面节点的接触状态后可以比较准确的推算出柔轮轮齿与刚轮轮齿间的接触面积。所以采用分割实体的方法, 将柔轮轮齿分割出来。通过 Mapped face 的网格划分方法将柔轮与刚轮轮齿表面尽可能划分成大小相近并且均匀分布的网格。将建模得到的实体模型导入 ANSYS 中后的网格划分结果如图 3-2 所示。



a)刚轮和柔轮的轮齿网格划分  
a) The mesh model of flexspline and circular spline

b)柔轮表面的网格  
b) The mesh surface of flexspline

图 4-2 柔轮和刚轮的网格划分

Fig.4-2 The mesh model of flexspline and circular spline

如图 4-3 所示柔性轴承滚珠与内圈滚道和外圈滚道接触的位置网格应该比滚珠的其他部分的网格更精密些。调整设置滚道接触处的 **Contact Size** 为 0.1mm。柔性轴承内圈和外圈的 **mesh size** 设置为 0.12mm，柔性轴承滚珠设置为 0.6mm，柔性轴承内圈和外圈使用 **sweep** 的网格划分方法。

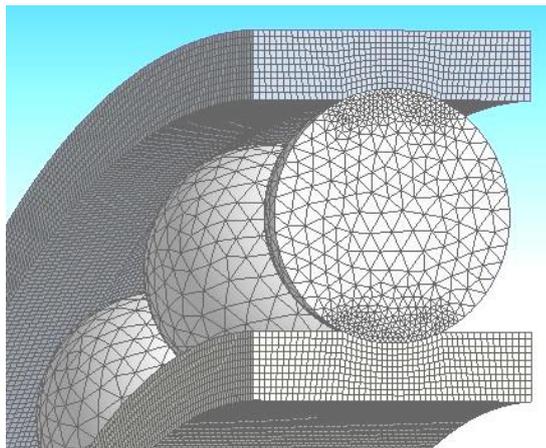


图 4-3 柔性轴承的网格划分

Fig.4-3 The mesh model of bearing of wave generator

### 3.4 具有接触对的短筒柔轮谐波传动有限元分析设置

#### 3.4.1 接触单元的定义与接触对的建立

在 **Workbench** 中定义好接触后，会自动选择生成合适的接触单元，这里系统自动为各元件生成高阶实体单元 **SOLID186** 与 **SOLID187** 单元，接触对柔轮表面创建的是 **CONTACT174** 单元，刚轮表面创建的是 **TARGET170** 单元。所有接触表面均设置为柔体—柔体，面—面接触。

如图 4-4 所示，对谐波减速器进行装配和运行过程中静态仿真，对于谐波

减速器三元件由内而外，应建立如下接触对：

- (1) 波发生器外表面和柔性轴承内圈表面接触对
- (2) 柔性轴承内圈和柔性轴承滚珠间的接触对
- (3) 柔性轴承滚珠和柔性轴承外圈间的接触对
- (4) 柔性轴承外圈与柔轮内壁间的接触对
- (5) 刚轮轮齿齿面和柔轮轮齿齿面间的接触对

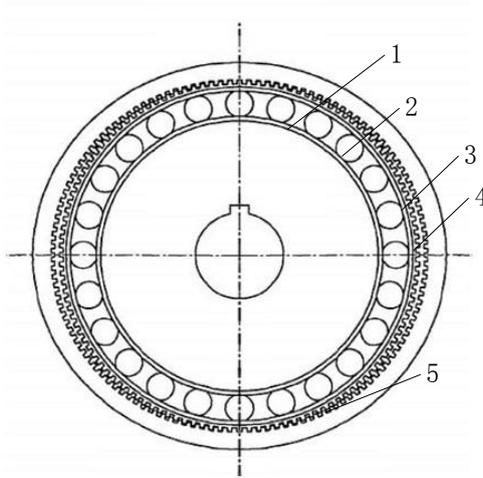


图 4-4 刚轮-柔轮齿面接触对

Fig.4-4 The Contact pairs between flexspline and circular spline

尽管本文在谐波减速器的仿真分析中加入了柔性轴承的模型，但是由于问题的复杂性，对柔性轴承的模型进行了简化设置。由于是静态分析，认为柔性轴承中的密排滚珠不发生滚动，而是固定在轴承内圈上。这与实际中密排滚珠被保持架限制在一个固定位置处相类似。所以接触对（1）（2）的设置绑定（Bonded），接触计算方法设置为多点约束法（MPC）。滚珠和柔性轴承外圈轴承为有润滑的摩擦接触，接触对（3）设置为摩擦接触（Frictional），摩擦系数 0.08，接触计算方法为惩罚函数法（Pure Penalty），并调整滚珠与轴承外圈的距离，表面处理（Interface Treatment）设置为调整到接触（Adjust to Touch），轴承滚珠面是接触面，而柔性轴承外圈是目标面。柔轮内壁和柔性轴承外圈轴承为有润滑的摩擦接触，接触对（4）设置为摩擦接触，摩擦系数 0.08。由于柔性轴承外圈与柔轮之间有实体干涉，需要借助接触分析实现其装配过程的模拟，所以表面处理设置为添加偏移量（Add offset），偏移量设置为 0。其中柔轮内壁面是接触面，柔性轴承外圈为目标面，使用的接触计算方法是加强的拉格朗日法（Augmented Lagrange），并将接触刚度的设置调成手动控制（Manual），

刚度值设置为 0.01。刚轮轮齿与柔轮轮齿间的接触对 (5) 也为摩擦接触, 摩擦系数设置为 0.12, 同样采用加强的拉格朗日法, 接触面处理设置成加偏移量, 偏移量为 0, 接触刚度同样设置为手动控制, 刚度值设为 0.01。柔轮轮齿面为接触面, 刚轮轮齿面为目标面。在设置该接触对时, 由于刚轮轮齿与柔轮轮齿的接触对数很高, 理论数值值可以达到总齿数的 30%~40%, 在不确定准确的啮合对数值时需要多选一些齿对设置接触。在本文中, 为保证计算得到的接触面积能得到准确的结果, 将所有柔轮轮齿齿面和刚轮轮齿齿面设置成接触对。这在 Workbench 中 GUI 操作比较繁琐, 通过使用宏命令 (Run Macros) 中的 Selectbysize 则可以很容易的实现该项接触的设置。

### 3.4.2 求解器设置与载荷定义

隐式方法求解接触问题收敛性是一个重要问题, 并随着问题的不同而发生变化, 因此在 ANSYS 中接触分析的设置选项很多, 下面对其中的一些问题进行讨论。

(1) 接触问题中影响最大的一个因素就是法向接触刚度的设置, 这个值通常是一个 0.01~10 之间的一个数值, 数值越小, 迭代越容易收敛, 但是可能会出现渗透等问题, 故在保证能收敛的情况下, 这个值越大越好。一般以弯曲为主的大变形问题其数值一般在 0.01~10 之间。得到一个适宜的接触刚度主要通过试算法。给定一个接触刚度, 观察其是否收敛, 若收敛则观察是否有渗透存在。若不收敛则降低接触刚度, 若收敛则加大接触刚度值, 直到最后的结果稳定在一个合理的范围内。

(2) 弱弹簧选项 (Weak Springs) 建议在分析中开启, 虽然弱弹簧是人为的加入到分析中来, 但是由于弹簧的刚度很小, 不会明显改变整体力学特性, 却可以消除刚体位移, 极大的改善了收敛性。弱弹簧作用实质相当于改变了刚度阵中的某些元素的数值, 使原本奇异的矩阵变成非奇异矩阵。但是计算后应该检查弱弹簧的位移与应力, 若过大则说明计算有误。

(3) 在迭代期间为避免接触状态发生变化, 导致收敛变得过于缓慢, 将牛顿-拉普森 (Newton-Raphson) 选项设置为 full。

(4) 适当增加平衡迭代数目有助于接触问题的收敛, 一个合理的迭代次数一般在 20 到 50 之间。

(5) 为避免大的时间增量导致的迭代不稳定的问题开启线性搜索选项 (Line Search)。同时时间步又不能过短, 否则难以描述适当的约束, 所以比较可靠的办法是开启自动时间步 (Auto Time Stepping)。

(6) 谐波减速器的变形属于大变形问题，虽然会使迭代次数升高，增长计算时间，但为提高结果的准确性，开启大变形 (Large Deflection)。

模型中施加的载荷与约束包括：

(1) 波发生器轴向固定：为模拟谐波减速器的实际工作情况，约束了固波发生器的轴向位移，采用约束 (Remote displacement) 只限制住 Z 向位移。

(2) 刚轮外表面固定：谐波减速器的工作情况下，刚轮固定在减速器壳体上，故约束住刚轮外表面的所有自由度，采用固定约束 (Fixed Support)。

(3) 柔轮凸缘处负载转矩：输出轴通过柔轮桶底的法兰与柔轮连接在一起，故柔轮承受负载的转矩作用在筒底凸缘处。通过 Workbench 可以直接在面上添加扭矩负载。由于采用的是四分之一模型，添加扭矩的大小是额定转矩的四分之一，为 7Nm。

### 3.5 短筒柔轮谐波传动有限元计算结果分析

对于谐波传动，关注的核心是柔轮。柔轮失效是谐波传动不能正常工作的最重要原因。在有限元仿真分析中，通过研究柔轮的应力分布情况和轮齿间的接触应力来对谐波传动设计提供参考。

#### 3.5.1 刚轮轮齿正常无倾角时的啮合情况分析

在刚轮轮齿无倾角的情况下，即正常的短筒柔轮谐波减速器的应力与变形云图如图 4-5 所示。

由应力云图可知，柔轮的等效应力最大值出现在柔轮轮齿的齿根部<sup>[54]</sup>，这也与谐波传动在实际工作中出现的发生疲劳失效的柔轮轮齿齿根部分相符合。在本例中，靠近筒底一侧的齿根部的等效应力较大。

由变形云图可知，柔轮在变形在波发生器和扭矩的共同作用下，最大变形处出现在波发生器的长短轴附近。

在波发生器装入前后轮齿的啮合情况，如图 4-6 所示。可以看到，在波发生器装入柔轮后。可以看到刚轮轮齿与柔轮轮齿在波发生器长轴附近啮合情况良好，并没有出现轮齿间的渗透情况，说明了有限元分析时的接触刚度的设定是适当的，同时轮齿间的啮合并没有出现干涉，说明了第二章计算出的刚轮的共轭齿廓也是适当的。

柔轮轮齿和刚轮轮齿间的接触应力与接触区域则如图 4-7 所示。可以看到柔轮轮齿的最大接触应力出现在轮齿后缘处，这与谐波传动在实际工作中出现的柔轮轮齿最先磨损的部分相一致<sup>[55]</sup>。



### 3.5.2 刚轮轮齿具有一定倾角时啮合情况的分析

倾斜角度分别选为  $0.1^\circ$ 、 $0.2^\circ$ 、 $0.3^\circ$ 。进行仿真分析。如图 4-8 所示，三种情况的有限元分析结果如下。三种倾斜角的啮合效果如表 4-1 所示。

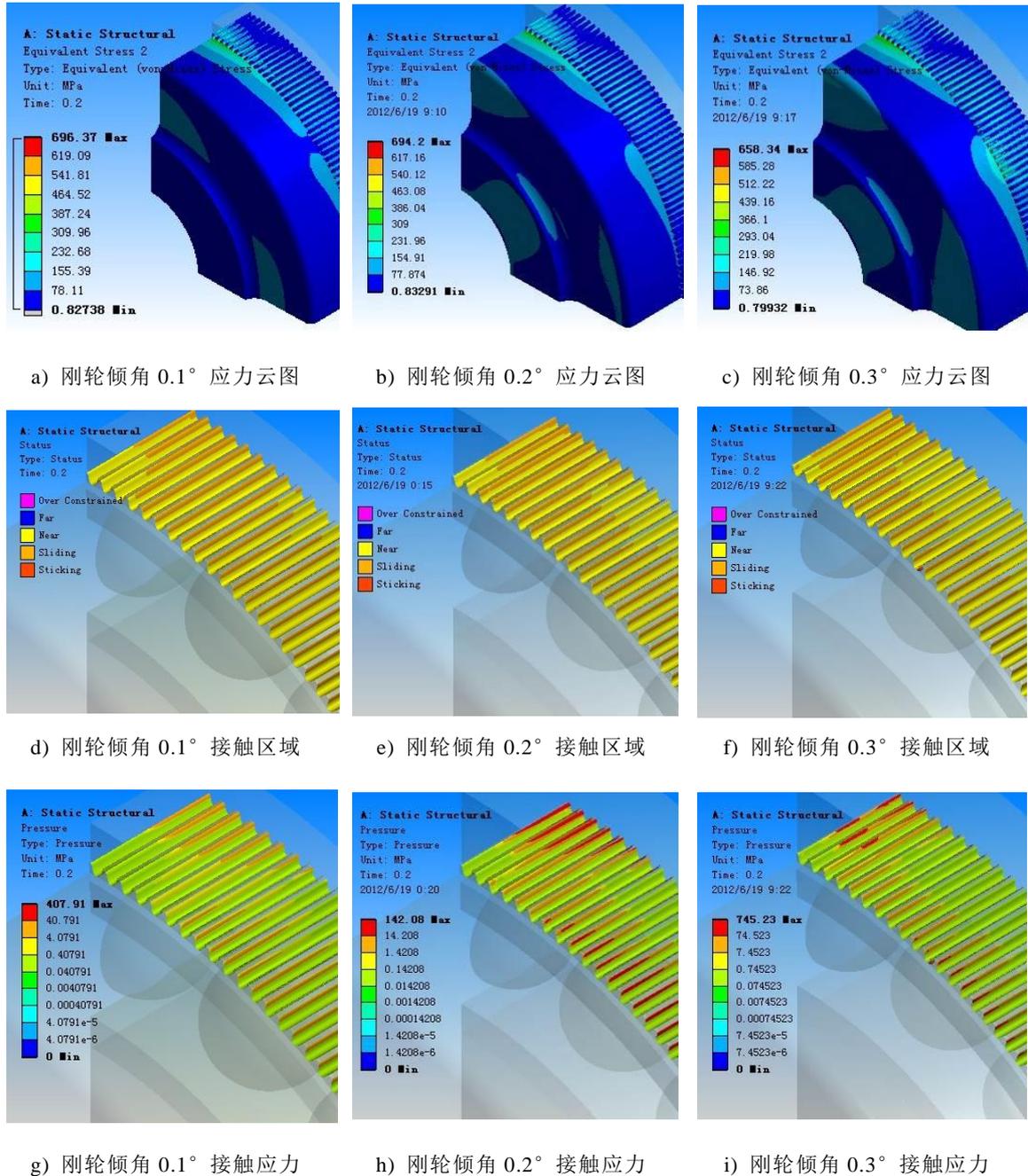


图 4-8 刚轮具有三种不同倾角的情况

Fig.4-8 FEA results of three kinds of circular angle

根据第二章中的分析，认为短筒柔轮谐波减速器较正常的谐波减速器相

比其柔轮的张角更大，所以刚轮轮齿和柔轮轮齿间的啮合效果将变差。为了改善这种状况，提出刚轮轮齿具有一定的倾角的结构形式，以有限元仿真的方法来验证采取一定倾角的刚轮是否能提高短筒柔轮谐波减速器的啮合性能。刚轮齿廓曲线同样由第二章中的计算方法计算，在建立模型时，以柔性轴承轴向长度的一半为基准平面，即在这个平面上的齿形是计算出的齿形，而向柔轮筒底方向上向内倾斜，在向柔轮开口方向上是向外倾斜。倾斜角度选为  $0.1^\circ$ ， $0.2^\circ$ ， $0.3^\circ$ 。进行仿真分析。

对于柔轮的等效力，和刚轮轮齿没有倾角值时的情况一样，可以看到柔轮的等效力最大值出现在波发生器长轴附近的轮齿根部，应力值在轮齿根部靠近筒底处和开口处具有很高的值。在本模型中靠近筒底的一侧的轮齿根部较柔轮开口侧的轮齿的根部应力值更大些。

对于接触面积，可以看到刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器具有更大的接触面积。具体轮齿间接触面积的估算值见表 4-1。

对于接触应力，可以看到，刚轮轮齿在倾角为  $0.1^\circ$  时，轮齿间的最大接触应力并没有明显的变化。当刚轮轮齿倾角为  $0.2^\circ$  时，轮齿间的最大接触应力明显下降。这说明刚轮轮齿倾角在没有引起干涉的情况下因为接触面积的增加可以降低轮齿间的接触应力值。当倾角为  $0.3^\circ$  时，轮齿间的接触应力较正常轮齿时还要大，原因推测是由于倾角过大，导致轮齿出现了干涉，使得接触应力变得过大。据此，可以推断刚轮轮齿一定存在一个相对最佳值。可以使得短筒柔轮谐波减速器在不发生干涉的情况下拥有最大的轮齿间接触面积。

利用 ANSYS Workbench 中的 Contact tool 功能可以提取表面接触单元的接触状态与接触应力的大小，由于接触区域部分网格是紧密并均匀的，所以根据接触节点数量占总节点数量的百分比，可以推算出在谐波减速器工作的时候同时啮合的轮齿的啮合面积的大小，而不单单仅从轮齿之间的接触齿对数来考虑谐波减速器的啮合性能，同时对每对啮合的轮齿之间的啮合面积也进行了考察，使得对谐波传动轮齿间的啮合面积的考察更加符合谐波减速器的工作情况。

提取其表面节点的接触状态，包括节点编号，接触状态和接触应力。通过在 MATLAB 中编写程序，提取表明接触应力不为 0 的节点或者根据接触状态值来判断是否接触。在 ANSYS 中用 STAT 值来描述接触状态，值 0 代表未合的远区接触 (Far)，值 1 代表未合的近区接触 (Near)，值 2 代表滑动接触 (Sliding)，值 3 粘合接触 (Sticking)。想要提取接触节点占表面总节点数

的百分比，采取这两种方法是等效的。

将节点信息导入 MATLAB，通过编写的程序计算，可以得到接触节点占总接触节点的百分比和同时啮合的轮齿对数的数，其结果如表 1 所示。对比轮齿间的啮合面积与在有限元模型中接触的轮齿对数，可以发现尽管谐波减速器的轮齿同时啮合的数目比较多并且啮合的轮齿对数一样，但是在每对啮合的轮齿上并不是完全啮合，造成了轮齿间接触面积的不一致。这主要是由于波发生器装入柔轮和承受负载转矩导致的柔轮轮齿偏斜引起的。所以并不能简单的将同时啮合的轮齿对数当做谐波减速器承载能力的评判标准而也要对啮合的轮齿间的接触区域大小进行考察。在本模型中柔轮的四分之一模型上有 50 个轮齿。

表 4-1 轮齿啮合面积与啮合对数

Table.4-1 meshing area and meshing tooth pair numbers

刚轮齿形	啮合节点百分比	啮合齿对数	最大接触应力 (Mpa)
正常无倾角	12.60%	30	441
倾角值 0.1°	15.46%	30	408
倾角值 0.2°	17.03%	30	142
倾角值 0.3°	12.93%	30	745

由表 4-1 可以看出，刚轮轮齿具有一定倾角时均较刚轮轮齿正常时轮齿间啮合面积的百分比要大。在本文中，综合柔轮等效应力，轮齿间接触面积和接触应力，优选 0.2° 为刚轮的倾角。刚轮轮齿倾斜 0.2° 时较刚轮轮齿正常无倾角时的短筒柔轮谐波减速的轮齿接触节点百分比数上升 4.43%，推算其接触面积提高的百分比为 35.1%。

### 3.6 本章小结

本章建立了包含波发生器柔性轴承的具有轮齿啮合对的完整的谐波传动的有限元模型，对比分析了在额定负载作用下，刚轮轮齿无倾角和刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波传动的有限元结果。根据柔轮的等效应力，轮齿间的接触面积和接触应力三项主要指标，仿真验证了刚轮轮齿具有一定倾角时的短筒柔轮谐波减速器具有更大的接触面积。并根据优选的倾角计算结果表明，刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器较正常的短筒柔轮谐波减速器接触面积提高了 35.1%。

## 第4章 短筒柔轮谐波减速器结构与加工工艺

### 4.1 引言

短筒柔轮谐波减速器目前没有标准的设计方法,只能借鉴现有的正常比例的谐波减速器的设计方法进行设计。本章以 50 机型为原型机,设计了用于短筒柔轮谐波减速器的柔轮和轮齿具有一定倾角的刚轮,给出了其加工工艺并加工出元件,研制出了样机。

### 4.2 总体设计思路

对于短筒谐波减速器,目前并没有相应的设计准则,只能借鉴正常比例谐波减速器的设计方法。本文以 50 机型为原型机进行设计。柔轮整体采用传统的筒形结构,刚轮采用环形结构。采取刚轮固定,波发生器输入,柔轮输出的形式。设计短筒谐波减速器传动比  $i=100$ ,波发生器采用余弦凸轮的形式,进行双波传动  $u=2$ ,刚轮与柔轮轮齿模数  $m=0.25\text{mm}$ 。

计算出相应的柔轮齿数

$$Z_r = iu = 200 \quad (4-1)$$

刚轮齿数

$$Z_g = Z_r \left(1 + \frac{1}{i}\right) = 202 \quad (4-2)$$

由于柔轮采用短筒形式,需保证柔轮轴向长度  $L$  约为正常谐波传动柔轮长度  $1/4$ 。故人为给定轴向长度尺寸  $L=15\text{mm}$ 。柔轮轮齿采用第二章中给定的双圆弧齿形,刚轮齿形由第二章中包络法计算共轭齿廓的程序得到,并根据第三章有限元分析的结果,采取轮齿具有一定倾斜角的刚轮,刚轮轮齿的倾斜角度为  $0.2^\circ$ 。下面将分别讨论上述柔轮与刚轮的结构与其加工工艺。

### 4.3 短筒柔轮结构与加工工艺

#### 4.3.1 短筒柔轮结构

柔轮的结构形式目前有筒形、环形结构等。本文以 50 机型为原型机设计柔轮长径比为  $1/4$  的短筒柔轮谐波减速器如图 4-1 所示柔轮的结构采取传统的筒形结构。

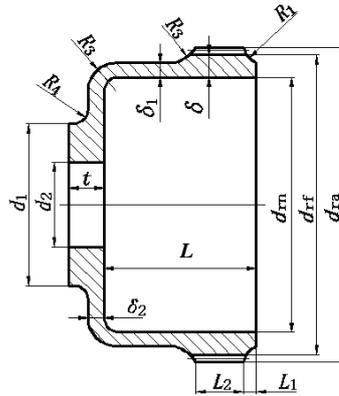


图 4-1 柔轮结构示意图

Fig.4-1 Sketch map of flexspline structure

现有的谐波设计准则是根据正常的谐波减速器制定的，而且很多源自经验公式。借鉴正常谐波减速器柔轮的设计准则，结合柔轮应力敏感因素有限元分析结果，给出短筒柔轮结构参数表。如表 4-1 所示。

表 4-1 柔轮结构参数计算表

Table 4-1 Computation sheet of the flexspline structure parameters

(尺寸单位: mm)

名称	符号	设计计算公式	取值
模数	$m$	给定	0.25
齿数	$Z_r$	$iu$	200
分度圆直径	$d_r$	$mZ_r$	50
轮齿底部壁厚	$\delta$	$(0.01\sim 0.015) d_r$	0.7
壳体壁厚	$\delta_1$	$(0.5\sim 0.7) \delta$	0.4
筒底壁厚	$\delta_2$	$(0.5\sim 0.7) \delta$	0.5
轮齿前端过渡圆角半径	$R_1$	$(10\sim 20)m$	4
轮齿后端过渡圆角半径	$R_2$	$(10\sim 20)m$	3
筒底过渡圆角半径	$R_3$	$(4\sim 10) \delta$	2
筒底凸缘壁厚	$t$	$(3\sim 4) \delta_1$	3
筒底凸缘外径	$d_1$	$(0.5\sim 0.6) d_r$	26
筒底凸缘内径	$d_2$	$0.5 d_1$	12
柔轮内径	$d_{rn}$	$d_{rf} - 2\delta$	50.35
轮齿宽度	$L_2$	$(0.2\sim 0.25) d_r$	8
轮齿前端长度	$L_1$	$(0.2\sim 0.3) L_2$	2

### 4.3.2 短筒柔轮加工工艺

柔轮是谐波减速器中受力最复杂的元件，也是谐波减速器中最容易失效的元件。目前在实验室中经常采用复合材料来制作柔轮，在太空中使用的谐波减速器的柔轮则通常使用不锈钢来制造。本文柔轮的制作材料为 30CrMnSiA，其材料力学性能及热处理方式见表 4-2 所示。

表 4-2 柔轮材料力学性能与热处理规程

Table 4-2 Mechanical property and heat treatment regime of flexsplines

柔轮材料	热处理方法	硬度 HRC	强度	屈服	疲劳
			极限 $\sigma_b$ /MPa	极限 $\sigma_s$ /MPa	极限 $\sigma_{-1}$ /MPa
30CrMnSiA	淬火 880°，油冷，回火 180°，空气冷却	55	1800	1600	670

柔轮的加工工艺分为柔轮的毛坯加工和柔轮的轮齿切割两个部分。

柔轮毛坯的加工工艺：

1. 下料，粗车柔轮端面，内圆与外圆表面，在壁厚和长度方向上留出 1~3mm 的加工余量。
2. 对柔轮毛坯进行调质处理，表面硬度达到 HRC32-36。
3. 半精车柔轮开口端端面和柔轮内表面，精车或磨削柔轮内表面使达到工程图尺寸与表面粗糙度。
4. 加工柔轮筒底外表面，钻攻柔轮筒底凸缘连接螺栓孔。
5. 加工心轴。
6. 以柔轮内圆定位，将柔轮装卡在心轴上。精车或磨削使柔轮外表面和筒底端面达到工程图尺寸与表面粗糙度，在齿圈处径向留出 1mm 的加工余量。

柔轮轮齿的切割：

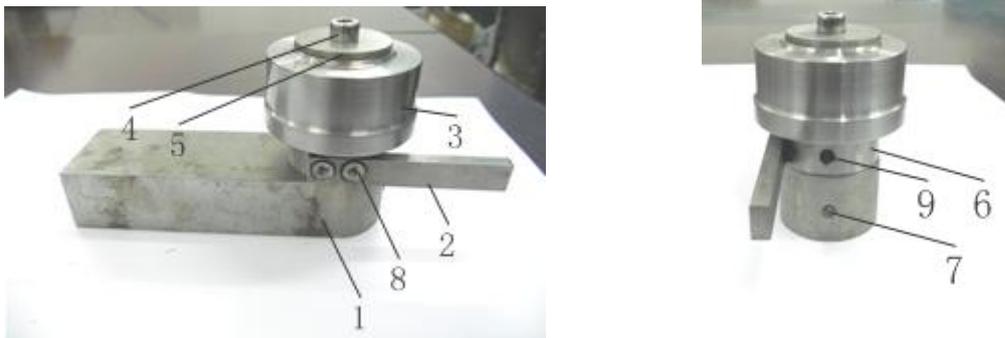
本文采用慢走丝线切割的方式加工柔轮轮齿。慢走丝线切割在加工形状复杂的轮齿时很有优势，只要为慢走丝线切割机床提供坐标精确的工程图，就能实现齿形的精确加工，且它的加工精度很高，高达到  $\pm 0.002\text{mm}$  以上，表面的粗糙度可达  $0.2\mu\text{m}$  到  $1.6\mu\text{m}$ ；其次线切割机床的锥度切割功能加工倾斜的刚轮轮齿；最后采用这种加工方式可以避开制造模数  $0.25\text{mm}$  以下小模数滚刀的难题。目前谐波齿轮通常的加工方法柔轮轮齿采用滚刀加工而刚轮轮齿采用插齿刀加工，鉴于国内小模数齿轮刀具的不成熟，制造成本高等问题，本文提出采取慢走丝线切割工艺加工柔轮和刚轮，具体使用的是瑞士

夏尔米 240 慢走丝切割机床。

采用慢走丝线切割机床加工柔轮的外齿廓会有一个问题。由于柔轮是外齿廓，电极丝无法通过一次完成轮齿整周加工，否则将割断夹具。故自行设计了如图 4-2 所示的高精度卡具装置用以实现柔轮轮齿的整周连续加工，且能保证加工精度。

卡具底座固定在慢走丝线切割机床上，柔轮毛坯装在心轴上通过内六角螺钉和压板固定在心轴上。基准片通过沉头螺钉固定在心轴的扁面上。紧定螺钉将心轴固定在卡具底座上。

其工作过程是：由于线切割在切割柔轮外齿的过程中不能实现一次整周切割轮齿，在割齿过程所有轮齿中采用两次切割完成。找正的过程依靠柔轮夹具上的基准片和慢走丝线切割机床上的测头。先如图 4-2 所示切割柔轮毛坯上的一半左右的轮齿，切割完毕后，旋出紧定螺钉，通过旋转孔旋转心轴  $180^\circ$ ；旋转完毕后通过线切割机床测头通过基准片找正柔轮位置，调整到正确位置后旋入紧定螺钉继续切割下一部分轮齿。至此柔轮轮齿加工完毕。



a) 夹具侧面

b) left view of fixture

b) 夹具正面

b) front view of fixture

图 4-2 柔轮加工夹具结构形式

Fig.4-2 Fixture of the flexspline

1—柔轮底座 2—基准片 3—柔轮毛坯 4—螺钉 5—压板 6—心轴 7—紧定螺钉 8—沉头螺钉 9—心轴上旋转孔

采用上述加工方法加工的柔轮样机如图 4-3 所示。其中左边的是长径比约为二分之一的短筒柔轮，右边是长径比约为四分之一的短筒柔轮。



图 4-3 长径比为 1/2 比例和 1/4 比例的短筒柔轮

Fig.4-3 Prototype of flexspline

## 4.4 轮齿具有一定倾角的刚轮的结构设计和加工工艺

### 4.4.1 轮齿具有一定倾角的刚轮结构设计

本文刚轮是环形刚轮。如图 4-4 所示。具体结构尺寸参考经验公式<sup>[56]</sup>得到刚轮外径值为

$$d_{gw} \geq 1.4d_m = 70\text{mm} \quad (4-4)$$

其宽度值为

$$b_g = L_2 + (2 \sim 3) = 7\text{mm} \quad (4-5)$$

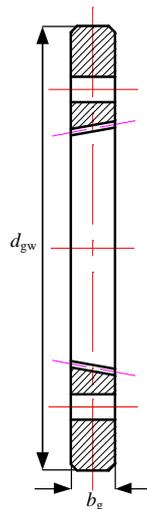


图 4-4 刚轮结构形式

Fig.4-4 Structure of the rigid spline

制作刚轮的材料是 45 号钢，其经调质处理。具体的热处理方法和材料详

细参数见表 4-3 所示。

表 4-3 刚轮材料性能参数与热处理方法

Table 4-3 Mechanical property and heat treatment regime of circular spline

刚轮材料	热处理方法	硬度 HRC	强度	屈服	疲劳
			极限	极限	极限
			$\sigma_b$ /MPa	$\sigma_s$ /MPa	$\sigma_{-1}$ /MPa
45	淬火 820℃，油冷或水冷 回火 200℃，空冷	30-36	700	500	340

#### 4.4.2 轮齿具有一定倾角的刚轮的加工工艺

刚轮的加工工艺同样分为刚轮毛坯加工与刚轮轮齿切割两部分。

刚轮毛坯的加工工艺：

1. 粗车内、外圆表面和两侧端面，内外壁和轴向均留 1-3mm 余量。
2. 调质热处理，零件表面硬度 HRC30-36。
3. 精车刚轮内、外圆表面和端面，外圆表面倒角，内圆留 0.5-1mm 余量供齿形加工。
4. 磨削刚轮外表面和两边端面至要求的尺寸和表面粗糙度。
5. 钻攻连接螺钉孔和拆卸螺纹孔。

刚轮轮齿的切割：

刚轮轮齿同样采用慢走丝线切割机床加工。由于刚轮轮齿是内齿廓，所以线切割机床可以一次加工出全部轮齿。根据第三章的分析，采取倾斜的刚轮轮齿可以取得更大的接触面积增大了谐波减速器的重合度及更小的接触应力，进而提高了谐波减速器的传动刚度。而利用线切割机床切割锥度的功能可以方便的切割倾斜的轮齿。下面简述利用线切割机床切割锥度功能加工倾斜刚轮轮齿。

慢走丝线切割加工锥角的机构示意图如图 4-5 所示<sup>[37]</sup>。在上、下丝臂内各有一个转轴，每个转轴前端与上、下导轮相接，组成平面四边形四连杆机构。锥度装置的 U 轴电机驱动上导轮可以沿 U 轴平移；V 轴电机驱动上导轮可以以下转轴为轴心进行摆动。

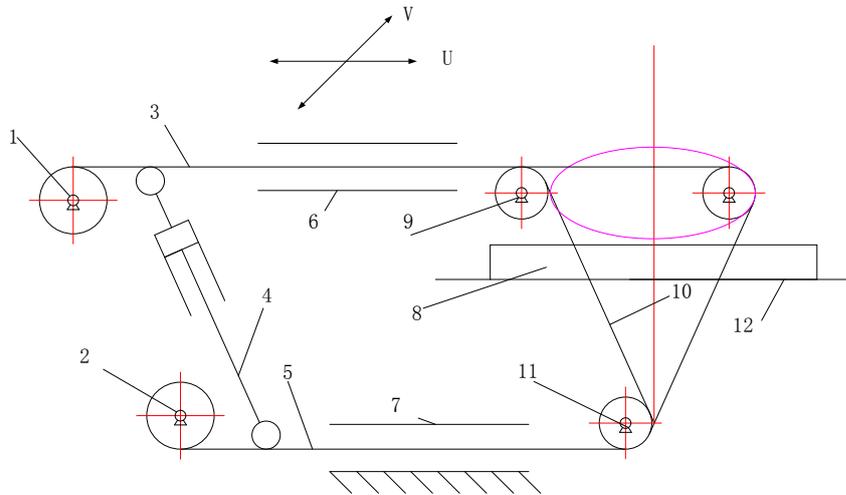
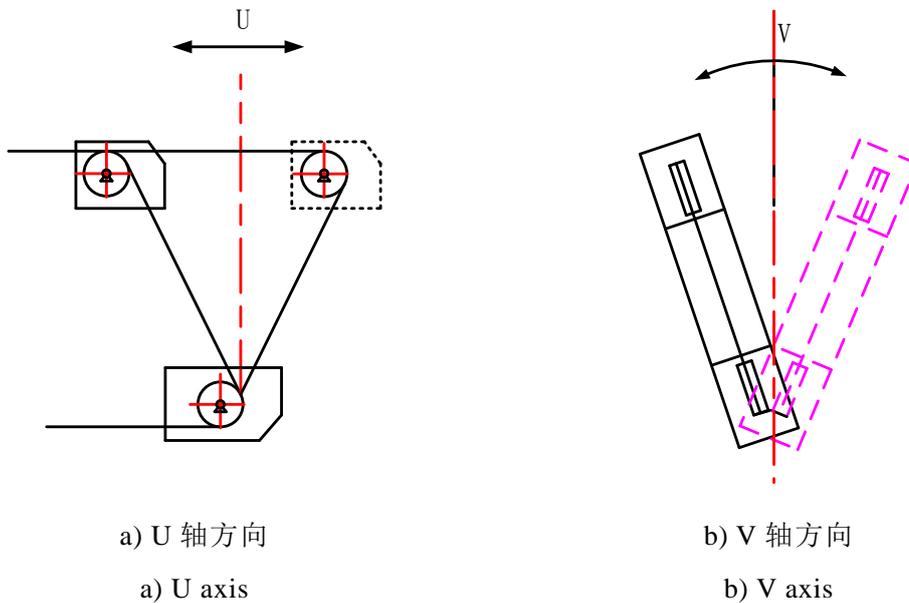


图 4-5 锥度加工机构原理图

Fig. 4-5 Structure of the rigid spline

1—上丝筒 2—下丝筒 3—上转杆 4—伸缩杆 5—下转杆 6—上丝臂 7—下丝臂 8—工件  
9—上导轮 10—电机丝 11—下导轮

在 U 轴方向和 V 轴方向上的角度的调整方式和如图 4-6 所示<sup>[38]</sup>。



a) U 轴方向

a) U axis

b) V 轴方向

b) V axis

图 4-6 U 轴和 V 轴倾角的调整

Fig.4-6 Adjustment of U axis and V axis

如图 4-8 所示，倾斜角  $\alpha = \arctan \frac{h}{H}$ 。在线切割锥度加工中，程序运动的坐标平面是工件的下表面，而实际运动的是上导轮和工作台（工作台上表面和工件下表面重合）。控制系统可以自动根据形参数——下导轮中心点到工件底面的距离  $h$ 、工件厚度、上下导轮中心距  $H$  及倾斜角  $\alpha$ ，运用相似形

公式对程序中的坐标进行变换，把工件下表面的坐标变换成上导轮和工作台的坐标。在加工中四轴联动，实现轮齿的加工。

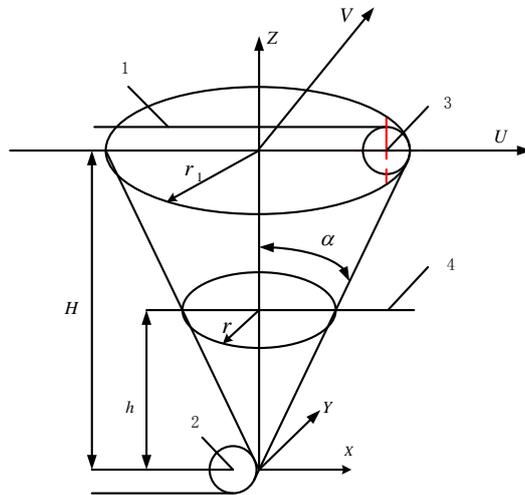


图 4-7 线切割机床倾角值确定原理

Fig.4-7 Principle of determining dip angle value

1—电极丝 2—下导轮 3—上导轮 4—工件底面

在本加工方法中，确定出给定的倾斜角后，通过给出刚轮轮齿在上大小端面的齿廓曲线坐标，即可实现刚轮轮齿具有一定倾斜角度的加工。其中刚轮的轮齿齿廓坐标由第二章的共轭齿廓计算方法计算得到，通过编写的 VBA 程序可以将齿廓曲线的点精确导入 CAD 中生成慢走丝用线切割用的工程图。

加工的刚轮图片如图 4-9 所示。其中左边的是柔轮长径比为 1/2 比例时对应的刚轮，右边的是长径比是柔轮为 1/4 比例时对应的刚轮。



图 4-8 柔轮长径比为 1/2 比例和 1/4 比例的对应具有 0.2° 倾角刚轮

Fig.4-8 Prototype of circular spline with 0.2° tilt angle

如图 4-10 所示为长径比为 1/4 的短筒柔轮谐波减速器三元件。

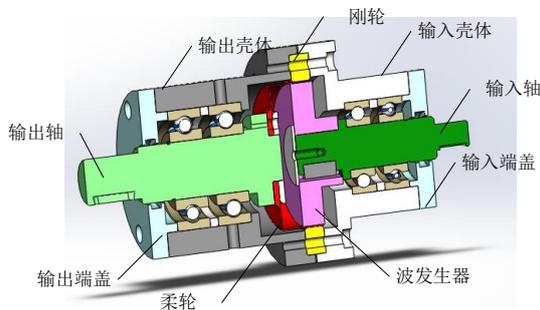


图 4-9 1/4 比例短筒柔轮谐波减速器三元件

Fig.4-9 1/4 short flexspline harmonic drive

#### 4.5 短筒柔轮谐波减速器样机结构

柔轮、刚轮、波发生器是谐波减速器三元件，可以根据实际需要固定不同的元件来满足不同的传动需求。本文以对谐波减速器进行性能测试为目标设计相应的样机。采取的结构形式是刚轮固定，输入轴通过键与波发生器相连接，为防止波发生器轴向移动，分别用轴肩和轴端挡圈来固定。刚轮固定在壳体上，柔轮通过螺纹连接和输出轴连接。输入轴和输出轴上的轴承据采用深沟球轴承，轴承外圈由端盖和壳体的档肩进行紧固，内圈由轴肩和弹性挡圈来紧固。轴承游隙由输入与输出端的调整垫片和套筒的尺寸进行调整。整机使用润滑脂进行润滑。最后得到的谐波减速器样机结构如图 4-10（a）所示。图 4-10（b）是谐波减速器样机的实物装配图。



a) 谐波减速器样机三维图

a) prototype of harmonic drive in 3D



b) 谐波减速器实物图

b) real harmonic drive photo

图 4-10 谐波减速器样机三维图和装配样机

Fig.4-10 Prototype of harmonic drive

## 4.6 本章小结

本章在第二章完成的齿形分析和设计及第三章有限元仿真的基础上，以 50 机型为原型机设计了柔轮长径比为 1/4 的用于短筒柔轮谐波传动的柔轮和轮齿具有一定倾角的刚轮，并给出了其对应的加工工艺，最终加工出相应的谐波元件，研制出了样机。

## 第5章 短筒柔轮谐波减速器的传动刚度实验测试

### 5.1 引言

根据第二章分析和第三章有限元仿真结果，得出刚轮轮齿具有一定倾角的短筒谐波减速器较正常刚轮的短筒柔轮谐波减速器的轮齿间接触面积更大，能有效提高谐波传动刚度的结论。并据此加工了刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器样机。由于谐波减速器的传动刚度主要取决刚轮轮齿与柔轮轮齿间的接触面积，接触面积越大传动刚度越大。所以本章将通过传动刚度对比实验间接验证刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器轮齿间的接触面积较正常的短筒柔轮谐波减速器是否有所上升。

### 5.2 传动刚度测试实验

谐波减速器的传动刚度与精度目前主要依靠实验法进行测试，而不能推广使用普通齿轮传动中的传动刚度与精度的计算方法。对于谐波减速器的传动刚度测试比较容易实现。一般的做法是将输出轴固定，在输入轴上逐渐加载至额定负载值，然后再逐渐卸载，采用光学方法或者其他方法测量出输入轴在不同扭矩下的扭转角，在折算到输出轴上，计算并绘制出其力矩—扭转角曲线即传动刚度特性曲线。

#### 5.2.1 传动刚度测试实验原理

传动刚度测试实验的实验装置如图 5-1 所示，其主要由两部分组成。其一是电机加载及其控制端。其二是短筒柔轮谐波减速器测试样机及输出轴抱死锁紧端。其详细结构如下，直流伺服电机直接与谐波减速器的输入轴通过刚性联轴器连接在一起。谐波减速器的输出轴与抱死锁紧装置相连接。将短筒柔轮谐波减速器的输出轴加工出两个平行的扁面，抱死锁紧装置由扁面两边的挡块通过螺钉将输出轴完全固定住。

在实验过程中，在电机输入端要使直流伺服电机工作在力矩控制模式，这样无需添加力矩传感器，可以通过实时读取驱动器为直流伺服电机提供的电流大小值，并根据直流电机力矩和电流的关系计算直接准确计算出输入力矩。同时通过电机的光电码盘读取与电机轴刚性相连的短筒谐波减速器样机输入轴的转角值。至此就得到了绘制传动刚度图所需的全部参数值。在实验

的过程中，采取的加载的方式如图 5-2 所示，先线性正向加载到额定转矩 28Nm，再逐渐卸载至 0Nm。然后反向线性加载到额定转矩最后逐渐卸载至 0Nm 并为了得到完整封闭的传动刚度图再向正向加载 1Nm 的转矩。反复测量多次。将输入轴的转角和力矩折算到输出轴，绘出传动刚度曲线。



图 5-1 传动刚度实验测试装置

Fig.5-1 Transmission stiffness and hysteresis experimental test devices

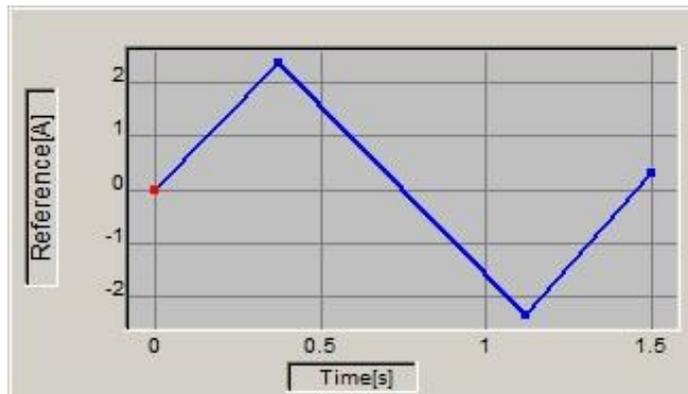


图 5-2 加载力矩时控制电流的曲线

Fig.5-2 Curve of control current of load torque

直流伺服电机在力矩控制模式下，力矩和电流大小成正比，比例关系是力矩电流系数 119mNm/A。根据谐波的静态传动效率，就可以将输入端力矩大小折算到输出端。

### 5.2.2 传动刚度测试装置原件选用

(1) 伺服电机 伺服电机选用 MAXON RE35 型直流伺服电机，其额定功率 90W，堵转转矩为 493mNm，电流力矩系数 119mNm/A。满足输入扭矩大于 280mNm 的要求。

(2) 伺服电机驱动器 伺服电机驱动器采用 Technosoft 公司的 IPM100 型驱动器，需为其提供 5V 和 32V 的直流电源。IPM100 驱动器所自带的上位机程序可以实时读取电机的工作电流、工作电压和电机的实际位置。当驱动器工作在 Slave 模式下并处于力矩控制模式时，可以在计算机上实时控制电机的工作电流大小，从而控制电机对减速器的输入力矩。

(3) 编码器 IPM 驱动器可以实时监测伺服电机的位置，精度取决于编码器的线数。选用 MAXON HEDL 55 光电编码器，其线数为 500 线，经 IPM 驱动器 4 倍频后达到 2000 线，即输入端的位置分辨率可以达到  $0.18^\circ$ ，折算到输出端的分辨率是  $0.108'$ 。

其电机控制部分结构原理如图 5-3 所示，计算机与 IPM 驱动器通过串口相连接；电机为直流有刷伺服电机，将电机两极与 IPM 驱动器 AB 两相连接；与电机相固连的光电码盘通过 10PIN 连接头和 IPM 连接在一起，通过 IPM 驱动器将得到的数据上传到计算机中。

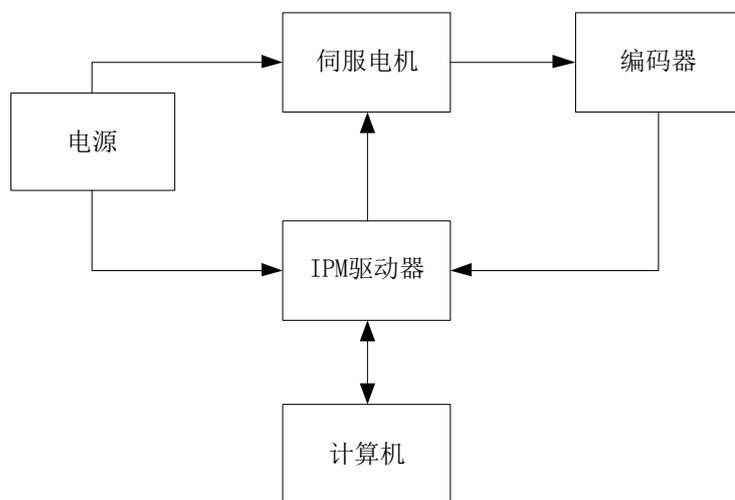


图 5-3 电机控制端结构

Fig.5-3 The motor control structure

实验过程中，利用 IPM 驱动器上位机程序的 logger 功能，在电机按加载曲线加载的过程中时可以实时记录驱动器给电机提供的电流和电机码盘的数值，将数据导入 MATLAB 进行后处理，绘制出传动刚度曲线。图 5-4 是 logger 采集数据的过程。

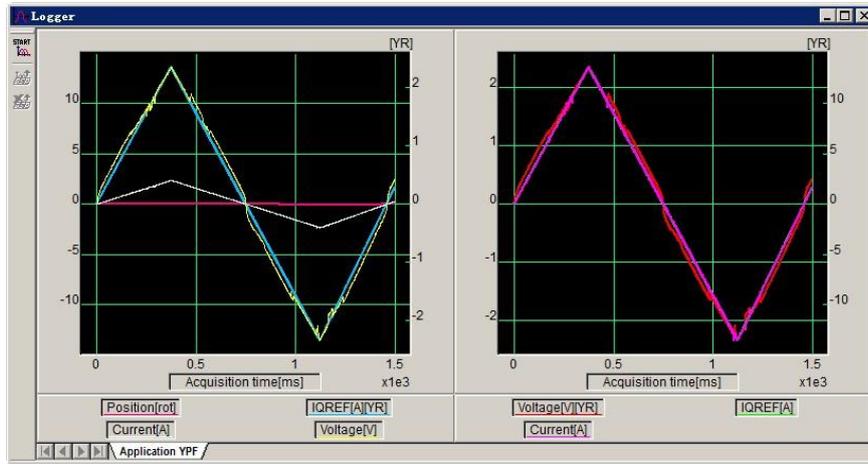


图 5-4 logger 记录的位置和电流信息

Fig.5-4 Position and current information recorded by logger

### 5.2.3 传动刚度实验结果分析

经多次试验测试得到的柔轮长径比 1/4 的刚轮轮齿具有  $0.2^\circ$  倾角的短筒柔轮谐波减速器的传动刚度图如图 5-5 所示。

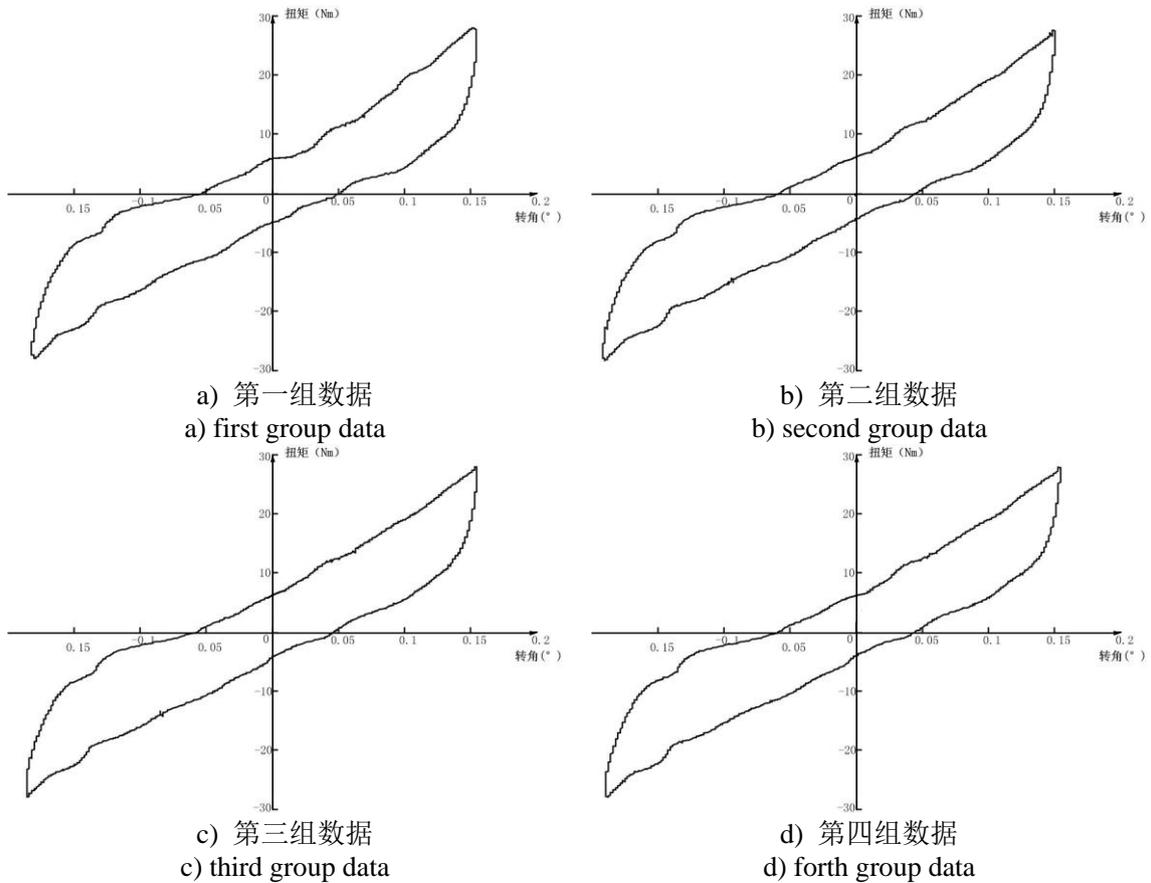


图 5-5 刚轮轮齿具有  $0.2^\circ$  倾角时的负载力矩—角位移曲线

Fig.5-5 Torque—torsion angle and hysteresis of harmonic drive with  $0.2^\circ$  tilt circular teeth

如图 5-5 所示, 结果的纵坐标代表的是输出端负载力矩, 横坐标代表的是折算到输出端的扭转角度。可以看到传动刚度曲线随着输出端加载和卸载的变化形成一条闭合的曲线, 是有间隙的谐波传动刚度图的一般形式<sup>[55]</sup>。曲线是这样的形式, 其原因主要是柔轮轮齿与刚轮轮齿间的齿侧间隙波发生器和柔轮间的间隙及柔轮的弹性变形所引起的, 其中回线的面积表征着能量损耗。

反复测试的四组试验数据得到了十分相似的传动刚度曲线, 说明了制作的短筒谐波减速器的传动刚度是稳定的。并且负载反复加到了额定载荷时短筒柔轮谐波减速器的传动刚度并没有发生明显变化, 说明其静态承载能力要大于额定载荷 28Nm。

对比刚轮轮齿是正常轮齿时的传动刚度结果图, 如图 5-6 所示,

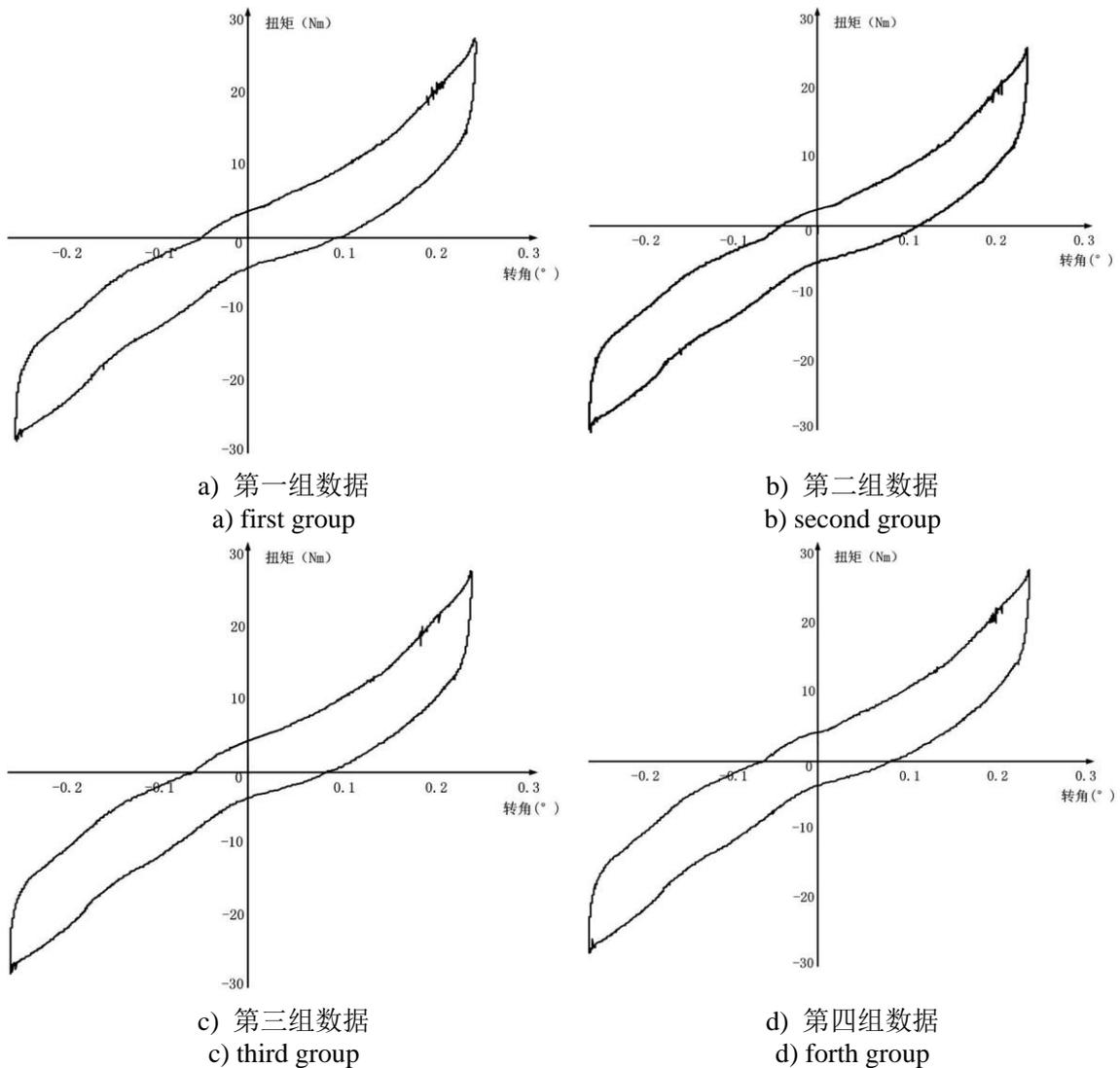


图 5-6 刚轮轮齿正常的负载力矩—角位移曲线

Fig.5-6 Torque—torsion angle and hysteresis of harmonic drive with normal circular teeth

传动刚度采用传动刚度系数来表征，其表达式为：

$$C = \frac{dT}{d\varphi} \quad (5-2)$$

式中  $C$ ——传动刚度值 ( $\text{Nm}/^\circ$ )；  
 $T$ ——输出端扭矩 ( $\text{Nm}$ )；  
 $\varphi$ ——输出端扭转角度 ( $^\circ$ )。

分析曲线可知，谐波传动的刚度并不是一个固定值。其近似可以划分成两个阶段。在第一个阶段中其传动刚度比较小，随着载荷的增加在达到接近额定负载的一半时，进入第二个阶段，其传动刚度变大。分析原因是在达到特定负载值时，轮齿间的间隙和波发生器间的间隙得到了消除，使得传动刚度得以提高。经过计算，传动刚度与空回值的计算结果如表 5-1 所示。

表 5-1 传动刚度计算结果

Table.5-1 Transmission stiffness calculation results

刚轮轮齿倾角	第一阶段 ( $\text{Nm}/^\circ$ )	第二阶段 ( $\text{Nm}/^\circ$ )	空回值
倾角 $0.2^\circ$	98.72	182.78	$6.2'$
正常无倾角	55.64	131.48	$7.8'$

对于空回值，最终制作的长径比为 1/4 的短筒柔轮谐波减速器的空回值为  $6.2'$ ，这个结果略低于中技克美 XB1 型的  $6'$ 。但和日本 HD 公司同类型产品 CSD 和 CFD 的空回值  $1' \sim 2'$  相比还有比较大的差距。分析其主要原因第一是可能柔轮与刚轮的轮齿间的侧隙值比较大。第二是柔轮和输出轴间的连接采用螺纹连接并不是无间隙连接，无论在输出端窜动一个多么小的角度，在输入端都会被放大 100 倍。第三在输入轴和波发生器间使用键连接也可能造成空回值的增大。

对于有轮齿有一定倾角和无倾角的传动刚度对比可以看出，如图 5-7 与表 5-1 所示。刚轮轮齿具有一定倾角值的短筒柔轮谐波减速器在两个阶段均具有更大的传动刚度，传动刚度第一阶段为提高幅度为  $(98.72-55.64)/55.64=77.4\%$ ，第二阶段的提高幅度为  $(182.78-131.48)/131.48=39.01\%$ 。

因为额定转矩是作用在第二阶段中，所以这个提高百分比和第三章经过有限元计算得到的接触面积提高 35% 的提高百分比很接近。同时在两个阶段的传动刚度值上，两种 1/4 比例的短筒柔轮谐波减速器均高于中技克美 XB1-50 机型的第一阶段  $11.21\text{Nm}/^\circ$  和第二阶段  $44.1\text{Nm}/^\circ$ 。但距 HD 的 CSD 型号同型号机型的第一阶段  $174.53\text{Nm}/^\circ$  和第二阶段  $244.34\text{Nm}/^\circ$  仍存在较大的差距。分析其中的原因可能第一是因为制造柔轮的材料的问题，材料的性能带来的差异影响。第二是刚轮轮齿的倾角值没有达到最佳值，传动刚度值仍有提高的空间。

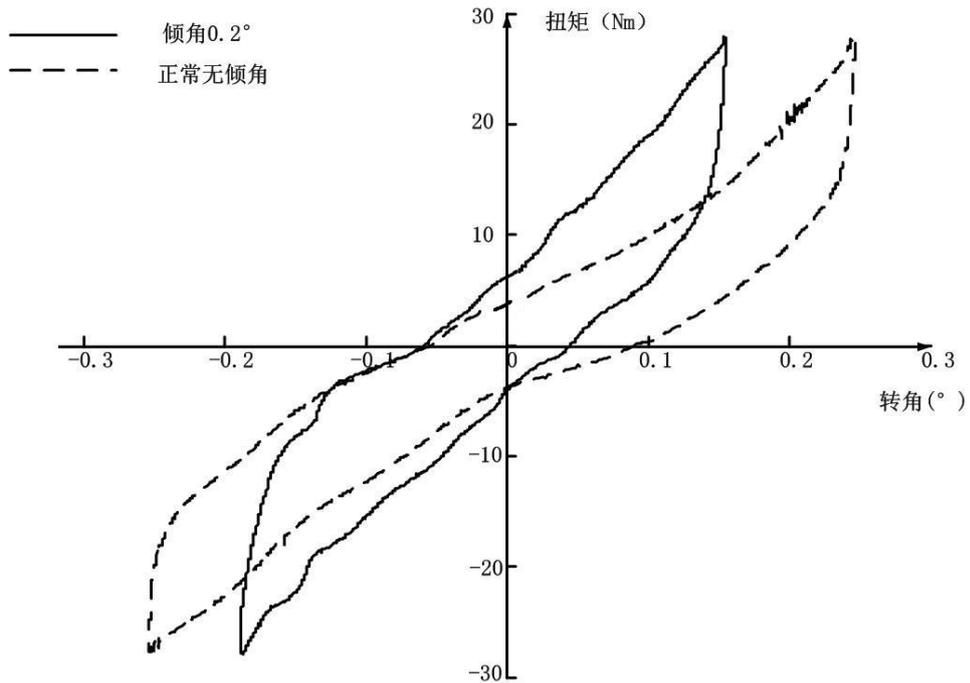


图 5-7 刚轮倾角  $0.2^\circ$  时和刚轮无倾角时的负载力矩—角位移曲线对比图

Fig.5-7 Torque and torsion angle of normal and tilt angle  $0.2^\circ$

### 5.3 自制谐波传动单元构成两自由度机械臂

应用自制的刚轮轮齿正常的短筒柔轮谐波减速器和刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器作为谐波传动单元，构建两自由度机械臂，通过 PMAC 运动控制卡和雷塞驱动器可以实现对其的位置与速度控制。系统如图 5-8 所示。

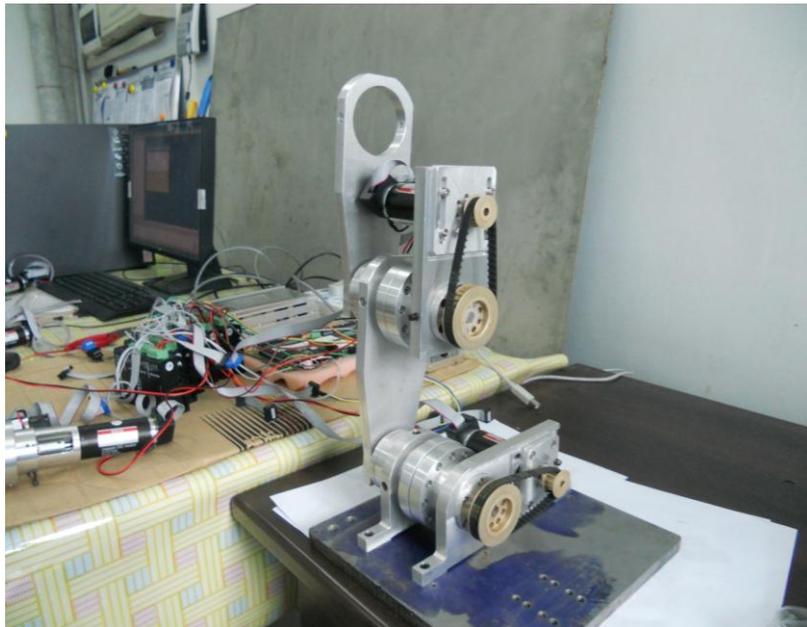


图 5-8 用实验室自制谐波单元的构建的两自由度机械臂

Fig.5-8 2 DOF robot arm made of lab own harmonic drives

## 5.4 本章小结

本章通过对短筒柔轮谐波减速器进行传动刚度与回差试验，得出了刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器的传动刚度为  $145.86\text{Nm}^\circ$  与空回值  $6.2'$ 。较刚轮轮齿是正常的短筒柔轮的传动刚度和空回值都有所提高，从传动刚度对比实验中间接验证刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器轮齿间的接触面积较正常的短筒柔轮谐波减速器有所上升。最后，用对比试验中使用的刚轮轮齿正常的短筒柔轮谐波减速器和刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器作为传动关节制作了两自由度机械臂。

## 结论

机器人由于其仿形需求，所以对减速环节的体积空间大小提出了更高的要求。此时正常的谐波减速器通常并不适用，跟据国内外的仿人机器人实际应用的经验，短筒柔轮谐波减速器可以有效的满足其需求。但是短筒柔轮谐波减速器相对于正常比例谐波减速器，其装入波发生器后柔轮的相对张角变的更大，柔轮所受应力大小急剧上升，同时轮齿间的啮合面积也随柔轮张角变大而变小。为此本文提出柔轮采取双圆弧齿廓，刚轮轮齿采取具有一定倾角的共轭齿廓的短筒柔轮谐波减速器的设计方案。主要的工作如下：

(1) 对影响谐波减速器性能的重要因素轮齿齿形及其共轭齿廓进行了研究。通过给定柔轮齿廓，根据包络法推导出与柔轮轮齿共轭的刚轮齿廓。并根据短筒柔轮谐波传动的特点，提出了刚轮共轭轮齿具有一定倾角的新设计方法。

(2) 建立了包含波发生器柔性薄壁轴承的具有轮齿接触对的完整的谐波传动有限元分析模型。对具有正常轮齿的谐波减速器和刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器进行了计算与仿真，通过比较刚轮轮齿和柔轮轮齿间的接触面积，验证了具有一定倾角的谐波减速器的轮齿间接触面积比刚轮未具有一定倾角的谐波减速器接触面积更大。最后根据倾角  $0.1^\circ$ ， $0.2^\circ$  和  $0.3^\circ$  的有限元结果优选确定了刚轮轮齿倾斜的角度为  $0.2^\circ$ 。有限元仿真计算结果表明：具有一定倾角的短筒柔轮谐传动较正常轮齿时具有更大的接触面积，其接触面积提高了 35%。

(3) 以 50 机型为原型机设计并加工出短筒柔轮和轮齿具有  $0.2^\circ$  倾角的刚轮，给出了其加工工艺，研制出了 1/4 比例短筒柔轮谐波减速器样机。

(4) 对短筒柔轮谐波减速器进行了传动刚度对比实验，实验结果表明制作的刚轮轮齿具有一定倾角的短筒谐波减速器的传动刚度较没有倾角的短筒柔轮谐波减速器上升 39%，间接验证了刚轮轮齿具有一定倾角的谐波减速器在轮齿间接触面积得到提升。

(5) 用对比试验中使用的刚轮轮齿正常的短筒柔轮谐波减速器和刚轮轮齿具有一定倾角的短筒柔轮谐波减速器作为传动关节制作了两自由度机械臂。

关于短筒柔轮谐波减速器涉及的一些问题还有待进一步深入研究。

如何进一步优化刚轮轮齿倾角值，使得轮齿间同时啮合的齿对数和轮齿间的接触面积达到最大值。

如何实现对小模数轮齿齿廓的准确检测将对谐波传动的研究起到重要作用。

## 参考文献

- [1] 金茨勃格. 谐波齿轮传动——原理、设计与工艺[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982: 36.
- [2] Akachi K, Kaneko K, Kanehira N, et al. Development of Humanoid Robot HRP-3P[C]. 2005 5th IEEE-RAS International Conference on, Tsukuba , 2005-11-5:50-55.
- [3] 王迪. 一种新型结构的谐波减速器研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009:61.
- [4] The "S" Series Tooth Form[EB/OL]. <http://www.harmonicdrive.net/reference/advantages/stooth.php>.
- [5] 赵兴. 短筒谐波齿轮传动研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2008:35.
- [6] 张勇. 仿人机器人用 1/4 比例柔轮谐波传动啮合理论与分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学 2011: 21.
- [7] 庄小红. 等效椭圆谐波齿轮减速器的研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2008: 10.
- [8] Sakagami Y, Watanabe R, Aoyama C, et al. The Intelligent Asimo: System Overview and Integration[C]. Intelligent Robots and Systems, 2002. IEEE/RSJ International Conference on: vol 3, 2002:2478-2483.
- [9] Park I, Kim J, Lee J, et al. Mechanical Design of the Humanoid Robot Platform, Hubo[J]. Advanced Robotics, 2007,21:1305-1322.
- [10] Yu Ogura, Hiroyuki Aikawa, Kazushi. Development of a New Humanoid Robot WABIAN-2, Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Orlando, Florida - May 2006.
- [11] 阳培. 谐波齿轮传动装置及其短筒柔轮分析研究[D]. 郑州: 机械科学研究总院, 2006:13-14.
- [12] Fu, Junfeng, Dong, Haijun, Shen, Yunwen. Stress analysis of the flexspline in harmonic gearing by using FEM. China Mechanical Engineering, 2007, 8(18): 2210~2214.
- [13] Dong H M, Wang D L. Elastic Deformation Characteristic of the Flexspline in Harmonic Drive[C]. ASME/IFTOMM International Conference on Reconfigurable Mechanisms and Robots, London, 2009-7-22~2009-7-24.
- [14] Ostapski W, Mukha I. Stress State Analysis of Harmonic Drive Elements by Fem[J]. TECHNICAL SCIENCES, 2007, 55(1):115-123.
- [15] Mackrell G. Harmonic Approach to Gear Technology[J]. Plant Engineer, 2006, 50:24-25.

- [16] Kiyosawa, Y, Sasahara, M, Ishikawa, S. Performance of a strain wavegearing using a new tooth profile Source. Proc 1989 Int Power Transm Gearing Conf New Technol Power Transm 90, 1989: 607~612.
- [17] 辛洪兵.双圆弧谐波齿轮传动基本齿廓设计.中国机械工程第 22 卷第 6 期 2011 年 3 月下半月[J]: 9-10.
- [18] 李克美, 徐建中. 新齿形短筒柔轮谐波传动技术[J]. 设备管理与维修, 2005(4):51.
- [19] 高海波, 赵志刚, 邓宗全. 基于 ANSYS 的杯形柔轮结构参数对柔轮应力的敏感度分析[J].机械工程学报, 2010, 46(5).
- [20] 李志刚. 谐波齿轮传动短杯柔轮的有限元分析及结构优化设计研究. 哈尔滨工业大学硕士学位论文. 2008: 23-24.
- [21] 穆塔里夫, 阿赫迈德等.谐波齿轮传动柔轮应力解析的数值模型分析.新疆工学院学报 .2000(4):317 — 32-33.
- [22] MUSSER, C.W.. Strain Wave Gearing.U.S.PAT.NOS.2,906,143,SEPT.29,1959
- [23] Ishikawa S, Kiyosawa Y. Flexing Contact Type Gear Drive of Non-Profile-Shifted Two-Circular-Arc Composite Tooth Profile: 5458023[P]. 1995: 5-6.
- [24] Ishikawa, Shoichi. Tooth Profile of Spline of Strain Wave Gearing: 4823638[P]: 3.
- [25] 毛彬彬, STS 齿形谐波传动啮合理论与设计研究[D] 南京: 南京理工大学,2007:14-15.
- [26] 范又功, 曹炳和. 谐波齿轮传动技术手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1995
- [27] Kayabasi O, Erzincanli F. Shape Optimization of Tooth Profile of a Flexspline for a Harmonic Drive by Finite Element Modelling[J]. MATERIALS & DESIGN, 2007,28(2):441-447.
- [28] U.S.PAT.NOS. 4823638
- [29] U.S.PAT.NOS. 5458023
- [30] U.S.PAT.NOS. 5269202
- [31] U.S.PAT.NOS.2,906,143
- [32] U.S.PAT.NOS.3996816
- [33] U.S.PAT.NOS. 4663813
- [34] U.S.PAT.NOS. 4817457
- [35] 刘书海, 董慧敏, 邹开其. 基于运动几何学的谐波齿轮传动双圆弧齿形的优化设计[J]. 大连大学学报, 2002,23(2):13-17.
- [36] Maiti R. A Novel Harmonic Drive with Pure Involute Tooth Gear Pair[J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2004,126(Compendex): 178-182.

- [37] 苏步青. 微分几何学. 北京: 高等教育出版社, 1988.
- [38] 王爱东. 机器人用谐波齿轮传动装置的运动精度分析[D]. 长春: 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 2001:43.
- [39] 吴序堂, 齿轮啮合原理(第二版), 西安: 西安交通大学出版社, 2009:36-46
- [40] 李特文, 齿轮啮合原理 (第二版), 上海: 上海科学技术出版社, 1984:12-16
- [41] 辛洪兵. 研究谐波齿轮传动啮合原理的一种新方法[J]. 中国机械工程, 2002,13(3):4-5.
- [42] 饶振刚. 行星传动机构设计. 国防工业出版社, 1994:226-227.
- [43] 金茨勃格. 谐波齿轮传动——原理、设计与工艺[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982:14-15.
- [44] 沈允文, 叶庆泰. 谐波齿轮传动的理论和设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985:44-46.
- [45] 陈岱民, 李景全, 刘虹. 谐波减速器的研制. 吉林工学院学报. 1997, 18(4):7.
- [46] Yoshihide K, Takahiro O, Noboru T, et al. Cup type harmonic drive having a short,flexible cup member: United States, 5269202[P]. 1992:2-3.
- [47] Ueura K, Slatter R. Development of the Harmonic Drive Gear for Space Applications[C]. Space Mechanisms and Tribology, Proceedings of the 8th European Symposium, Toulouse, France, 1999:259-264.
- [48] M. Hashimoto and Y. Kiyosawa. Experimental study on torque control using harmonic drive built-in torque sensors. J. Robot. Syst.1998, 15(8).
- [49] Ghorbel F H, Gandhi P S, Altpeter F. On the Kinematic Error in Harmonic Drive Gears[J]. Transactions of the ASME: Journal of Mechanical Design, 2001:18.
- [50] Ueura K, Kiyosawa Y, Kurogi J, et al. Tribological Aspects of a Strain Wave Gearing System with Specific Reference to its Space Application[C]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2008:1051-1061.
- [51] 凌桂龙, 丁金滨,温正, ANSYS Workbench 13.0 从入门到精通 北京: 清华大学出版社, 2012 :66-70.
- [52] 吴伟国, 张勇. 具有啮合齿面接触对的谐波传动有限元模型建立与分析[J]. 机械传动 .2011:4
- [53] 付军锋. 谐波齿轮传动中柔轮应力有限元分析. 西北工业大学硕士学位论文. 2007:3
- [54] Masanori Kikuchi, Ryuuta Nitta, Yoshihide Kiyosawa and Xin-Yue Zhang, Stress analysis of cup type strain wave gearing[J]. Key Engineering Materials, Vols. 243-244(2003) pp.129-134
- [55] 伊万诺夫. 谐波齿轮传动[M]. 国防工业出版社, 1987:32-34

[56] 机械设计手册编委会. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 28.

## 攻读学位期间发表的学术论文

- [1]吴伟国,于鹏飞.一种用于短筒柔轮谐波减速器的刚轮与柔轮及其加工工艺.发明专利(受理号:201210176679.0).
- [2]吴伟国,于鹏飞.针对柔轮张角问题的短筒柔轮谐波传动设计及有限元分析.机械工程学报(已投出).
- [3]吴伟国,于鹏飞,侯月阳.短筒柔轮谐波传动新设计、工艺与传动刚度实验.机械工程学报(已投出).

## 哈尔滨工业大学硕士学位论文原创性声明

本人郑重声明：此处所提交的硕士学位论文《机器人用短筒柔轮谐波减速器研制与性能测试》，是本人在导师指导下，在哈尔滨工业大学攻读硕士学位期间独立进行研究工作所取得的成果。据本人所知，论文中除已注明部分外不包含他人已发表或撰写过的研究成果。对本文的研究工作做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式注明。本声明的法律结果将完全由本人承担。

作者签字：于鹏飞 日期： 年 月 日

## 哈尔滨工业大学硕士学位论文使用授权书

《机器人用短筒柔轮谐波减速器研制与性能测试》系本人在哈尔滨工业大学攻读硕士学位期间在导师指导下完成的硕士学位论文。本论文的研究成果归哈尔滨工业大学所有，本论文的研究内容不得以其它单位的名义发表。本人完全了解哈尔滨工业大学关于保存、使用学位论文的规定，同意学校保留并向有关部门送交论文的复印件和电子版本，允许论文被查阅和借阅，同意学校将论文加入《中国优秀博硕士学位论文全文数据库》和编入《中国知识资源总库》。本人授权哈尔滨工业大学，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文，可以公布论文的全部或部分内容。

本学位论文属于(请在以下相应方框内打“√”)：

保密□，在 年解密后适用本授权书

不保密

作者签名：于鹏飞 日期： 年 月 日

导师签名：吴伟刚 日期： 年 月 日

## 致谢

本论文完成之际，首先要向我的导师吴伟国教授表示衷心的感谢。这篇论文是在吴老师悉心指导下完成的，使得在论文进行中遇到的各种问题都得到了顺利的解决。在这个过程中，我不单在知识上有所收获，同时也在如何做人，做事情上得到了锻炼，并从中得到了成长。吴伟国老师做事情严谨认真的态度，深厚广博的学识积累，杰出的科研能力让我深感敬佩，在此向吴伟国老师表达最崇高的敬意。

此外，还要感谢实验室吴鹏师兄、侯月阳师兄和齐静师姐一年多以来在生活和课题上给予的帮助。特别感谢同级硕士生李生广同学一直的支持与鼓励和张勇师兄为我打下坚实基础。

最后向所有对本论文提供过帮助的人给予诚挚的感谢。