

谐波齿轮传动的 理论和设计

沈允文 叶庆泰 编著

谐波传动是为适应航天技术发展而迅速发展起来的一种新型机械传动，它的优越功能和许多特点是一般传动所不能比拟的。国内外对谐波传动作了大量研究工作，并取得了显著成果。本书总结了国内外研究的成果与经验，并根据当前存在的问题，对谐波齿轮传动的理论和设计作了比较全面系统的论述，同时提供了一套经过实践业已证明比较有效的设计方法。

全书共九章，内容主要包括谐波齿轮传动的工作机理、运动学、啮合几何学、结构设计和强度计算、效率计算、传动误差分析、动态性能分析等。本书可供从事齿轮设计、制造的工程技术人员及工科院校师生参考。

谐波齿轮传动的理论和设计

沈允文 叶庆泰 编著

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号）

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₃₂·印张 14⁷/₈·字数 327 千字

1985年9月北京第一版·1985年9月北京第一次印刷

印数 0,001—4,680·定价 3.50 元

齿轮设计丛书

出版说明

齿轮是应用非常广泛的重要传动元件。随着科学技术的飞跃发展，对齿轮传动提出了越来越高的要求。为适应形势的需要，总结、介绍国内外先进经验与技术，特决定组织出版这套《齿轮设计丛书》，以利提高我国齿轮设计、生产水平。

本丛书内容包括：齿轮啮合原理、齿轮传动的精度、各类齿轮传动（包括特种齿轮）和各类蜗杆传动的设计、齿轮的试验技术与设备等等。内容着重于介绍设计的理论基础、设计方法、设计参数以及数据的分析选择等，力图满足齿轮传动设计者的需要。因此，本丛书主要供从事齿轮设计、制造工作的工程技术人员参考。丛书将分若干分册陆续出版。

由于水平有限，书中难免有错误和不妥之处，欢迎读者批评指正。

前 言

谐波传动是上世纪五十年代中期为适应航天技术发展而迅速发展起来的一种新型机械传动，这种新型传动一出现就显示了它的优越功能，它的许多特点是一般传动所不能比拟的。在六十年代，谐波传动已得到了许多国家的重视，因而在谐波传动的原理、设计、制造等方面都进行了深入的研究，并在系列化、标准化及推广应用方面做了大量的工作，获得了显著的成效。例如，美、日、苏等国已制订了谐波齿轮减速器的系列标准，且有专门工厂进行大批生产。我国目前亦正在进行通用谐波齿轮减速器系列标准的制订工作。廿多年来，我国有不少研究所、工厂和高等学校在从事谐波传动的研究工作中取得了一系列有价值的成果，通过设计和试制，提供了一批比较成熟的产品，为祖国的现代化建设作出了贡献。

然而，由于谐波传动中存在能产生可控变形的柔性构件，因而使问题的研究变得较为复杂，故到目前为止，虽然国内外已公开发表了数百篇论文及有关的著作，提供了成套的设计方法，但对其中某些主要问题还未取得完全一致的看法，有待于更进一步地深入研究，而当前，蓬勃发展的社会主义建设事业要求我们能尽速推广这种新型传动在国民经济各部门中的应用。为适应这种要求，本书的作者根据当前存在的问题和多年来从事谐波齿轮传动研究工作的经验，撰写了这本书，企图对谐波齿轮传动的理论和设计问题作一比较全面、系统的论述，提供一套通过实践业已证明比较有效的设计方法，

设计人员、研究人员和高校研究生参考。

为便于读者阅读，因而对本书所涉及的问题都进行了比较详细的阐述和必要的论证，其中也包括对一些目前尚有争议的问题的评述。本书内容中大部分是介绍作者多年来在谐波齿轮传动研究中所取得的成果，同时也介绍了国内外一些先进的科研成果。全书共分九章，几乎涵括除工艺问题以外的谐波齿轮传动研究的所有主要领域，如谐波齿轮传动的工作原理、运动学、啮合几何学、工作能力计算、效率计算、传动误差分析、动态性能分析等。其中有些章节是带专题性的，需要一定的板壳理论、精度分析或控制理论方面的基础知识。由于篇幅所限，同时考虑到对这些问题感兴趣的读者往往是具备了某一方面的专业基础知识的，因而作者在处理这些内容时，叙述力求简明，在阐明基本概念的基础上，就直接加以引伸。对于这些章节（如第三、四、五、九章中理论偏深的一些节次及第八章），读者可结合自己的工作性质和实际需要，对阅读内容进行适当选择。

本书除第五章主要由叶庆泰执笔、沈允文作了若干增补外，其他八章均由沈允文一人执笔。

本书全稿承北京航空学院王洪星教授仔细审阅，并提出不少宝贵的意见，同时在本书的撰写过程中，也得到了同行们的关心和支持，在此，作者一并表示感谢。

由于作者水平有限，谬误之处在所难免，敬请读者批评指正。

作者

一九八二年九月二十日

目 录

第一章 谐波齿轮传动的基本原理、特点和应用	1
一、概述	1
二、谐波齿轮传动的组成及其工作原理	2
三、谐波齿轮传动的分类	9
四、谐波齿轮传动的主要特点	12
五、谐波齿轮传动的应用	15
第二章 谐波齿轮传动的运动学	34
一、平均积分角速度定理	34
二、谐波齿轮机构的结构分析	38
三、谐波齿轮传动的运动学	42
四、C-F-H型双级传动和2C-F-H型传动的运动简图	45
五、不计摩擦损失时作用在基本构件上的力矩	50
第三章 谐波齿轮传动的啮合理论	52
一、概论	52
二、谐波齿轮传动平面啮合理论中的两类基本问题及研究时的简化假定	53
三、研究谐波齿轮啮合理论的几种方法	56
四、用包络法求谐波齿轮传动共轭齿形的通式	68
五、原始曲线方程	71
六、 \tilde{R} 为渐开线齿形时之刚轮理论齿形 \tilde{G}	82
七、求解理论齿形 \tilde{G} 的数值方法及其计算结果的分析	87
八、关于谐波齿轮传动采用渐开线齿形合理性的证明	99
九、给定两轮的齿形曲线时求原始曲线的方法	105
附录	111
一、关于用包络法求刚轮理论齿形曲线的源程序	111

二、用渐开线齿形对刚轮理论齿形进行拟合的源程序	119
第四章 渐开线谐波齿轮传动的啮合分析和几何计算	127
一、渐开线谐波齿轮传动工作时的两种啮合状态	127
二、原始曲线 \tilde{O} 的形状对瞬时传动比的影响	128
三、齿廓形状对瞬时传动比的影响	130
四、谐波齿轮传动的理论啮合弧长和可能同时参与啮合的 齿对数	137
五、谐波齿轮传动的啮合干涉问题	138
六、侧隙计算	144
七、渐开线谐波齿轮传动的啮合参数选择及几何计算	145
八、用侧隙控制获得最佳啮合侧隙的设计方法	159
九、动力谐波齿轮传动研究中对原始曲线畸变问题的考虑	169
录	175
一、关于渐开线谐波齿轮传动几何计算的 С. А. Шубалов 方法	175
二、 $\alpha_0 = 28^\circ 36'$ 的渐开线谐波齿轮传动的几何计算	178
第五章 谐波齿轮传动柔轮的结构设计和强度计算	180
一、谐波齿轮传动的失效形式和设计准则	180
二、谐波齿轮传动元件的材料	187
三、柔轮的结构设计	188
四、轮齿工作面的耐磨计算	203
五、柔轮的应力分析	205
六、齿圈对柔轮强度的影响	213
七、轮齿对柔轮应力分布影响的实验确定——用光弹性法 确定柔轮齿根的应力集中系数	217
八、载荷特性和波发生器型式对柔轮强度的影响	225
九、柔轮的强度计算	233
十、柔轮强度计算举例	235
第六章 波发生器的设计	239

一、触头型波发生器	239
二、行星式波发生器	243
三、圆盘式波发生器	248
四、多滚轮波发生器	254
五、凸轮式波发生器的凸轮廓线	255
六、柔性滚动轴承的设计	272
七、波发生器轴承的寿命计算	289
八、液压波发生器	294
九、气动波发生器	296
十、电磁波发生器	298
附录 计算波发生器凸轮廓线的源程序	300
一、标识符的含义	300
二、源程序	302
第七章 谐波齿轮传动的效率和发热计算	305
一、C. W. Musser 的效率计算公式	305
二、具有柔性滚动轴承的凸轮式波发生器的效率	309
三、谐波齿轮传动的啮合效率	319
四、关于谐波齿轮传动效率计算的几点说明	327
五、采用四滚轮式或双圆盘式波发生器的谐波齿轮传动的 效率计算	330
六、谐波齿轮传动效率计算举例	331
七、谐波齿轮减速器的发热计算	338
第八章 谐波齿轮传动的精度和动态性能分析	343
一、谐波齿轮传动运动误差的实验曲线及某些结论	343
二、谐波齿轮传动的运动误差及频谱分析	349
三、谐波齿轮传动的回差	357
四、谐波齿轮传动的扭转刚度特性	364
五、研究控制系统中谐波齿轮传动的动态性能分析的数学 模型	370

六、控制系统中谐波齿轮传动的动态性能分析	376
七、改善谐波齿轮传动在控制系统中性能的措施	387
九章 端面啮合谐波齿轮传动	390
一、概述	390
二、平面柔轮变形状态的分析及原始曲面方程	392
三、端面谐波齿轮传动的几何学	413
四、端面谐波齿轮传动的强度计算	428
五、采用渐开线—圆锥齿轮的端面谐波齿轮传动	444
要符号索引	449
考文献	454

第一章 谐波齿轮传动的基本原理、 特点和应用

一、概 述

由于社会生产的不断发展，科学技术也必将在新的矛盾和研究新问题的基础上得到不断的发展。五十年代中期，由于空间技术的飞速发展，航天飞行器控制系统的机构和仪表设备对机械传动提出了新的要求。例如，要求传动比大、体积小、重量轻；传动精度高；回差小，甚至要求达到零回差；在某些场合下，要求通过密封壁传递运动和具有在高真空状态下工作的能力，等等。对于上述这些要求，现有的一般传动装置已经不能满足，这就促使在机械传动方面出现了新的突破，其中之一，就是谐波传动。

1955年，第一台用于火箭的谐波传动问世了。此后，在航天飞行器和航空设备上经多次使用，充分显示了这种传动的优越性能。1959年，美国联合制鞋机械（United Shoe Machinery）公司的C. W. Musser取得该项技术发明的专利〔1〕后，于1960年正式展出实物，并公开发表了该项技术的详细资料〔2〕。

在谐波传动出现后短短的二十几年中，世界各工业比较发达的国家都集中了一批研究力量，致力于这类新型传动的研制，几乎对该类传动的整个领域中的全部问题均进行了程度不同的研究。当然，由于谐波传动本身所涉及问题的复杂性和广泛性，因而有不少问题目前尚未作最后定论。

所谓谐波传动是一种靠中间挠性构件弹性变形来实现运动或动力传递的传动装置的总称。由于中间挠性构件的变形过程基本上是一个对称的谐波，故而得名。除苏联把这种传动称为波形传动（Волновая Передача）或挠性轮传动（Передача Гибким Колесам）外，几乎所有国家均称为谐波传动（如英、美国家称为 Harmonic Drive，德国称为 Das Harmonische Getriebe，日本称为调和驱动装置或ハーモニックドライブ等）。过去，我国对该种传动的译名并不统一。根据大多数国家的情况和我国的习用称呼，在编写《机械工程手册》时，正式定名为谐波传动〔18〕。

按使用要求的不同，谐波传动可以作成不同的型式，主要有：谐波齿轮传动，谐波螺旋传动，谐波摩擦传动，谐波无级变速器和谐波联轴节等。其中以谐波齿轮传动应用最广。

本书将集中研究谐波齿轮传动，其他类型的传动可参阅〔4〕。在以后讨论中，如不特加说明，均指双波传动。

二、谐波齿轮传动的组成及其工作原理

1. 谐波齿轮传动的组成

谐波齿轮传动由三个基本构件组成：波发生器H，作为挠性构件的柔轮1和刚轮2（图1-1）。在未装配前，柔轮的原始剖面呈圆形，柔轮和刚轮的周节相同，但柔轮的齿数 z_1 比刚轮齿数 z_2 略少，而波发生器的最大直径比柔轮内圆直径略大。把波发生器装入柔轮内时，迫使柔轮产生变形。在其长轴两端的齿恰好与刚轮齿完全啮合，短轴处的齿则完全脱开；而处于波发生器长轴与短轴之间沿周长不同区段内的齿，则处于某些啮入或某些啮出的不同过渡状态。当波发生器沿着图示箭头方向旋转时，利用波发生器所控制的柔轮的变形部

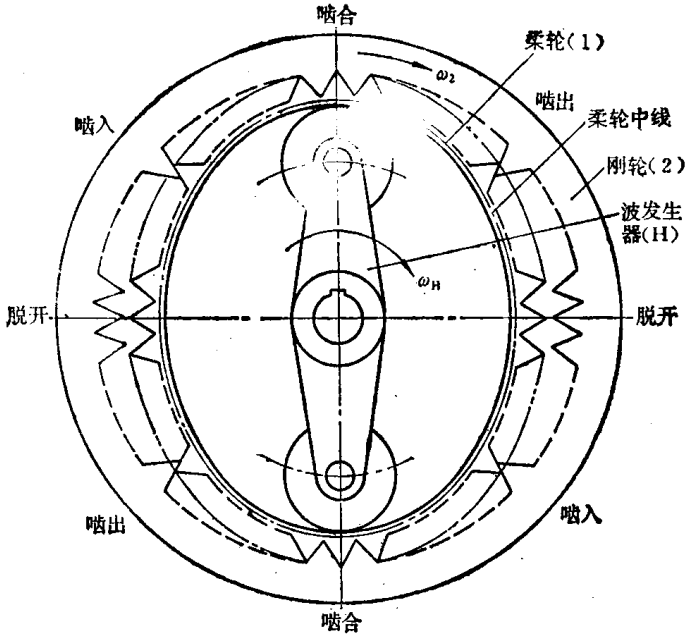


图1-1 谐波齿轮传动简图

位的改变，传递啮合运动。

在传动过程中，波发生器转一圈，柔轮上某点变形的循环次数，称为波数 U 。如图1-1所示，乃系采用双触头波发生器的谐波齿轮传动，因变形后，柔轮上各点相对于未变形柔轮的运动，在以变形长轴为起点展开后，近似呈一具有两个全波的余弦曲线，故称双波传动。余则类推，可有单波，三波，……，等等。考虑到柔轮的疲劳寿命和传动的结构尺寸，一般波数不大于3。

谐波齿轮传动可以作成行星型或差动型。一般情况下，为了在有一个输入运动时能获得确定的输出运动，在三个构件中，必须有一个构件是固定的，即构成了所谓行星型机构。

三构件中的其余两个，一个若为主动，另一个即为从动，其相互关系，根据需要可以互易；有时，为了满足某种使用要求，亦可做成三个构件均不固定的差动型机构，以用于将两个输入运动合成一确定的输出运动，或将一个输入运动分解为两个不确定的输出运动。

2. 谐波齿轮传动的工作原理

前已指出，由于谐波齿轮传动中存在着可通过波发生器使之产生可控的弹性变形波的挠性构件，因而其在传动机理上存在着与一般传动相区别的特殊本质。

与一般传动相区别，谐波齿轮传动的运动转换，是依靠挠性构件的弹性变形来实现的，这种运动转换原理称为变形原理^[19]，而一般传动的运动转换则仅是按照杠杆原理或斜面原理来实现的。

变形原理的本质可以用一个最简单的例子来说明。如图 1-2 所示，为一承受力 F_1 和 F_2 作用的不可伸长的挠性带组成的特殊机构。在平衡位置时，挠性带将在 F_1 方向产生一横向位移 w 和在 F_2 的相反方向产生一纵向位移 v 。由平衡条件可得 $\frac{F_2}{F_1} = \frac{1}{2 \sin \theta}$ 。当 θ 变化（或 w 变化）时， F_2/F_1 的值也将发生变化。同时，也可明显看出，其纵向位移 v 是由横向位移 w 通过挠性带的变形而形成的，位移的转换表明了速度的转换。因此，通过如图 1-2 所示的特殊机构可以实现力和运动的转换。上述的这种特殊机构的简图，实际上是 C. W. Musser^[2] 和 R. W. Daniels^[20] 所述观点的抽象。当然，要把图 1-2 所示的原理图直接用于工程是困难的，但它指明了一种靠变形来实现运动转换的可能性。

谐波传动的原理，正是在利用这种特殊机构概念的基础

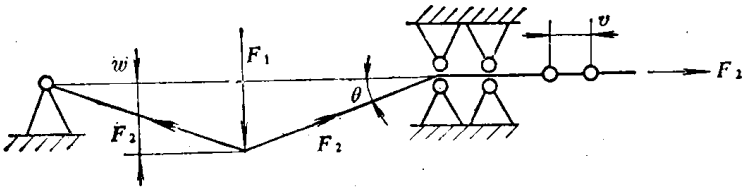


图1-2 变形原理简图

上，把它转化为连续作用并具有定传动比的机构，扩展而来的。为了阐明谐波齿轮传动中的运动转换关系，我们必须首先研究，在转动波发生器迫使柔轮产生变形的情况下，柔轮上各点的运动。由于柔轮的结构与弹性壳体十分类似，因而可把柔轮作为弹性薄壳来进行讨论。

不失问题的普遍性，我们假定波发生器主动，柔轮固定，而刚轮从动。在壳体理论中，通常研究壳体中面（指壳体壁厚中间的曲面）上的点在坐标轴 x 、 y 、 z 方向的位移 w 、 v 、 u （图 1-3），而且认为中面是不可伸长的。其中， w —径向位移（ x 轴方向）， v —切向位移（ y 轴方向）， u —轴向位移（ z 轴方向）。由于轴向位移 u 只影响壳体的应力状态，轮齿的磨损和传动效率，对传动的运动学无影响。因而可以作为平面问题来研究，亦即只需讨论中线上某点的位移分量 w 和 v 即可。

若一级近似地忽略柔轮壁厚的影响，并认为波发生器能保证柔轮按给定的形状变形，则

$$w = f_1(\varphi) \quad (1-1)$$

其中， φ ——由变形长轴开始计算的未变形柔轮中线上点的角坐标。函数 $f_1(\varphi)$ 是以周期为 π 的周期函数。必须指出， $w_{m;x} = w_0$ （ w_0 ——沿长轴方向的径向位移，即最大径向变形量），其与所需的变形形状无关，而 $w_{m;\dots}$ 则与变形形状有

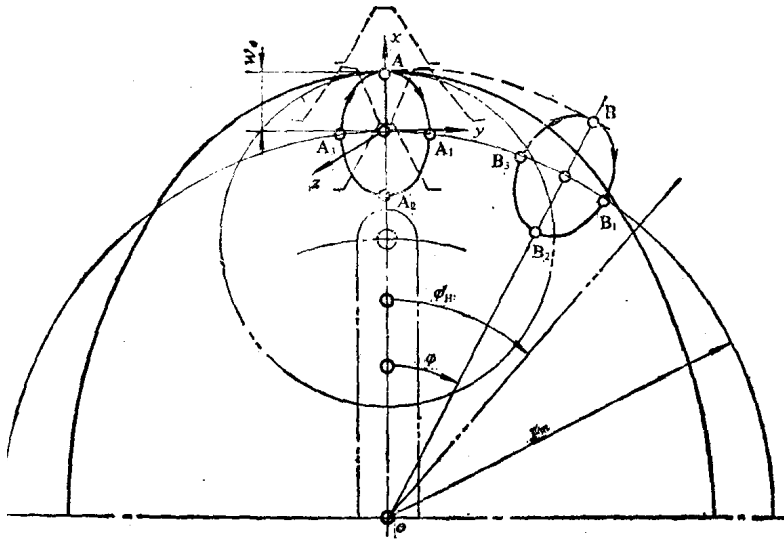


图1-3 谐波齿轮传动的工作原理

关。

计算表明，由于受载变形后中线的伸长量约仅为齿形公差的 $\frac{1}{10}$ ，因此，完全可以认为在工作过程中，中线是不伸长的。根据此条件，便可得出径向位移和切向位移间的关系式。

现考察未变形柔轮中线上线元 ab 在波发生器作用下的变形情况。由图 1-4 可以看出，线元 ab 在变形后位移至 $a'b'$ ，其过程可分解为两步：第一步，由于径向位移 w 和 $w + dw$ ，使 ab 移至 $a''b''$ ，线元长度的增量为

$$a''b'' - ab = (r_m + w) d\varphi - r_m d\varphi = w d\varphi$$

其中， r_m ——未变形柔轮中线的半径；第二步，由于切向位移 v 和 $v + dv$ 使线元最终移至 $a'b'$ 之位置，这时，增量等

于线元两端切向位移之差值，即 $(v + dv) - v = dv$ 。

由中线不伸长的条件，线元长度增量之和应为零，于是

$$w d\varphi + dv = 0$$

或

$$\frac{dv}{d\varphi} = -w$$

即

$$v = - \int w d\varphi = f_2(\varphi) \quad (1-2)$$

式 (1-2) 就是中线不伸长的条件，函数 $f_2(\varphi)$ 亦为一周期函数。当然，该式亦可以直接从壳体中面的应变方程得出（详见第三章）。式 (1-1) 和 (1-2) 描述了静止情况下柔轮的变形形状。

对于图 1-3 所示的双波传动，当波发生器以 ω_H 的角速度按图中所示的方向回转时，柔轮中线上的点相对于其长轴的流动位置，将由角 $\varphi - \varphi_H = \varphi - \omega_H t$ 确定，此时式 (1-1) 和式 (1-2) 可以写成

$$\begin{cases} w = f_1(\varphi - \omega_H t) \\ v = f_2(\varphi - \omega_H t) \end{cases} \quad (1-3)$$

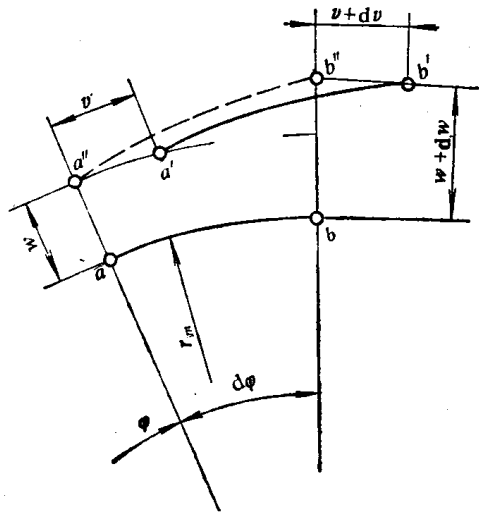


图1-4 中线变形时线元的位移