

四齿差谐波齿轮传动的运动学特征*

辛洪兵¹ 何惠阳² 张承嘉² 王爱东²

(1 北京轻工学院机械工程系 北京 100037)

(2 中国科学院长春光学精密机械研究所 长春 130022)

摘要 从谐波传动的基本原理出发,对四齿差谐波齿轮传动的原理及运动学特征进行了研究。

关键词 谐波传动 传动原理 运动学特征

1 谐波传动原理概述

研究谐波传动的的作用原理,可以从最简单的摩擦型传动入手。如图1所示,整个传动装置由三个基本件组成:柔轮(Flexspline)、刚轮(Rigid spline)和波发生器(Wave generator),其中柔轮为薄臂构件,波发生器迫使柔轮产生变形,使其在长轴区被波发生器紧压在刚轮的内孔上,而柔轮与刚轮在短轴区互相脱开。假设柔轮固定、波发生器输入、刚轮输出。在波发生器的作用下,柔轮产生弹性变形,根据弹性力学,柔轮上的任意一点将产生相对原来位置的径向位移 w 、切向位移 v 和轴向位移 u 。由于轴向位移对运动没有影响,因此只考虑径向位移和切向位移。

一般地,假设径向位移 w 的方程为 $f(\varphi)$,其中 φ 为柔轮上任一点变形前的角坐标,当

波发生器以 ω_c 的角速度转过角度 $\omega_c t$ 时,所研究点的径向位移为:

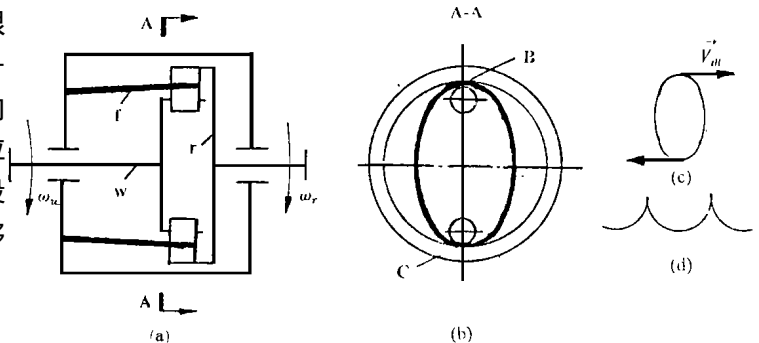


Fig. 1 Harmonic drive principle

* 中科院“九五”基础性研究重点项目

收稿日期: 1998-09-07

$$w = f(\varphi - \omega t) \quad (1)$$

根据柔轮中线不伸长的假设

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

可以求得切向位移

$$v = - \int f(\varphi - \omega t) d(\varphi - \omega t) \quad (3)$$

将式(1)、式(3)对时间求导数,得到任一点弹性变形的速度分量:径向速度 V_w 和切向速度 V_t , 则

$$V_w = \frac{dw}{dt} = \frac{d}{dt}[f(\varphi - \omega t)]$$

$$V_t = \frac{dv}{dt} = - \frac{d}{dt}[f(\varphi - \omega t) d(\varphi - \omega t)]$$

$$= \omega \frac{d}{dt} f(\varphi - \omega t) dt$$

$$= \omega \cdot w \quad (4)$$

由(4)式可得出这样一个结论,柔轮上任一点的圆周速度等于其径向位移与波发生器转动角速度的乘积。对于所研究的谐波摩擦传动,刚轮与柔轮只在波发生器长轴上 B 点与 C 点相接触,如果传动不发生滑动,则刚轮上的 $B(C)$ 点将具有柔轮上 $B(C)$ 点的切向速度,该点的速度 $V_{tB}(V_{tC})$ 等于 $\omega \cdot w_0$, 其运动轨迹如图 1(c) 所示。 w_0 为柔轮在长轴上的径向位移,称为最大径向变形量。如以刚轮内径 d_r 与柔轮变形前外径 d_f 表示,则 $2w_0 = d_r - d_f$, 此时刚轮角速度为

$$\omega = \frac{2\omega_0 \cdot w_0}{d_r} \quad (5)$$

因为 w_0 为常值,如果波发生器以均匀角速度旋转,则刚轮也以恒定的角速度同向旋转,所以从波发生器到刚轮的传动比为

$$i_{wr} = \frac{\omega_w}{\omega} = \frac{d_r}{2w_0} = \frac{d_r}{d_r - d_f} \quad (6)$$

至此可以看出谐波传动并不是利用通常在齿轮传动、摩擦传动、带传动和链传动中应用的杠杆原理来实现运动的传递,而是通过柔轮流动的弹性变形实现了运动的转换。这个特点就是谐波传动对传统机械传动原理实现的突破,从而成为在传动原理上创新的依据。

2 谐波齿轮传动的运动学

如果在谐波摩擦传动的刚轮和柔轮上分别制有彼此共轭的内齿和外齿,就可以构成谐波齿轮传动,虽然通常可以认为谐波齿轮传动是行星传动的变态形式,但是必须注意到谐波齿轮传动与行星传动的本质区别,即谐波齿轮传动中没有作行星运动的构件,在谐波齿轮传动中,柔轮、刚轮与传动的轴线一致,运动的传递并不依靠杠杆原理,而是由柔轮连续移动的变形波实现的。研究谐波齿轮传动的运动学,仍可以使用转换机构法。不失一般性,我们从研究双波谐波齿轮传动入手,即图 2 所示的差动轮系,波发生器输入,刚轮柔轮均不固定的情况。根据相对运动原理,在轮系上施加一个与波发生器大小相等而方向相反的角速度 ($-\omega_0$), 则整个轮

系转化为类似于一般内啮合传动的转化轮系, 波发生器可视为固定不动, 而此时各构件间的相对运动关系仍保持不变。这样可得转化机构的传动比为:

$$i_{f_r}^w = \frac{\omega - \omega_b}{\omega - \omega_b} = \frac{Z_r}{Z_f} \quad (7)$$

式中: ω —刚轮转动角速度

ω —柔轮转动角速度

ω_b —波发生器转动角度

实际上, 图 2 所示的差动

轮系中, ω 与 ω 均不固定, 若想获得确定的输出, 必须固定

刚轮与柔轮二者之一, 这只需在式(7) 中分别令 ω 、 ω 和 ω_b 等于零, 即可获得另外二个构件为主动件或从动件时的传动比, 这些结果极易获得, 经推导, 可概括为表 1。

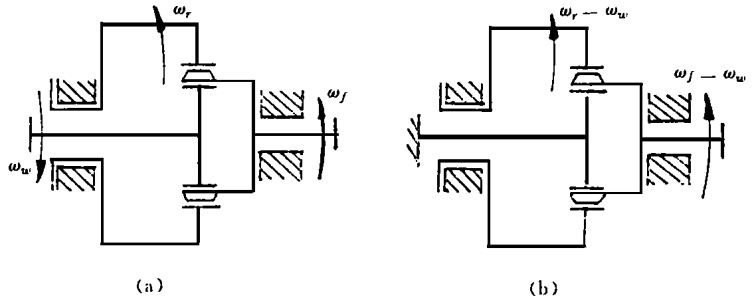


Fig. 2 Kinematical diagram of harmonic drive

Table 1 Transmission ratio of harmonic drive

fixed part	driving part	driven part	transmission ratio
RS	WG	FS	$i_{wf}^r = - Z_f / (Z_r - Z_f)$
	FS	WG	$i_{fw}^r = - (Z_r - Z_f) / Z_f$
FS	WG	RS	$i_{wr}^f = Z_r / (Z_r - Z_f)$
	RS	WG	$i_{rw}^f = (Z_r - Z_f) / Z_r$
WG	FS	RS	$i_{fr}^w = Z_r / Z_f$
	RS	FS	$i_{rf}^w = Z_f / Z_r$

RS—Rigied spline; WG—Wave generator; FS—Flexspline

3 四齿差谐波齿轮传动的原理

按照通常的定义, 谐波齿轮传动中刚轮和柔轮的齿数差等于其波数:

$$|Z_r - Z_f| = u \quad (8)$$

例如单波谐波齿轮传动中 $u = 1, |Z_r - Z_f| = 1$; 双波和三波的情况依次为 2 和 3, 对于波数 $u > 3$ 的情况, 由于受柔轮强度的限制, 在实际中并没有得到应用。

根据谐波齿轮传动的原理, 从理论上说, 齿数差可以是波数, 即式(8) 的正整数倍, 令此正整数为齿差系数, 记为 k_z , 则式(8) 可改写成

$$|Z_r - Z_f| = k_z u \quad (9)$$

如果定义 $k_z > 1$ 的谐波齿轮传动为多齿差谐波齿轮传动, 对于 $k_z = 1$ 的情况则称为通常意义下的谐波齿轮传动, 则由式(9), 可一般地获得如图 3 所示谐波齿轮传动的分类。这样, 对于 u 波谐波齿轮传动, 在理论上就存在 u 波 u 齿差、 u 波 $2u$ 齿差等谐波齿轮传动型式。

如果用齿差系数和波数表示谐波齿轮传动的传动比, 以柔轮固定、波发生器输入、刚轮输出为例, 则

$$i_{wr}^f = \frac{Z_r}{k_z u} \quad (10)$$

由于单波谐波齿轮传动其传动轴的受力不平衡,因而极少在实际中应用。而三波多齿差谐波齿轮传动,一方面由于波数增加,应力循环次数成倍增加,将导致柔轮的疲劳强度低于双波传动;另一方面,在单级谐波齿轮传动的速比范围内(80~300),齿轮的齿数较多(> 480),所以受加工的经济性和模数较大时尺寸的限制,故无法获得应用。

另外,虽然 k_z 在理论上可以是任意的正整数,但由于当 $k_z > 2$ 时的双波谐波齿轮传动,其轮齿的齿数在单级谐波齿轮传动的速比范围内将大于 480,故与上述的同样原因,不可能得到实用。所以在多齿差谐波齿轮传动中,能够获得应用的是双波四齿差谐波齿轮传动($u = 2, k_z = 2$)。

为了研究四齿差谐波齿轮传动的性能,可以将分度圆直径、速比和柔轮轮缘臂厚与其相等的双波二齿差谐波齿轮传动称为与其对应的二齿差谐波齿轮传动,由式(6)和式(10)可知,在这种情况下,四齿差谐波齿轮传动的模数是其二分之一,如果保持柔轮的绝对变形量($w_0 = \Delta_1 m$)不变,则四齿差谐波齿轮传动的径向变形量系数(Δ_1)和齿轮的齿数是其对应的二齿差谐波齿轮传动的二倍,而柔轮的相对变形量 $2w_0/d_r$ 不变。

根据式(10),很容易下这样的结论:保持 Z_r 不变,增加 k_z 可以降低谐波齿轮传动的单级传动比极限。这样的结论没有考虑到在谐波传动原理上对速比下限的限制。考虑到式(6),以 $m z_r$ 和 $m k_z u$ (m 为模数)分别替换 d_r 和 $2w_0$ 。则式(6)与式(10)具有相同的形式,式(6)是决定单级速比下限的本质,而式(10)是表面现象。一般地,受钢材的强度限制,柔轮的相对变形量 $2w_0/d_r$ 的最大值约在 0.01~0.015 范围内^[1],这说明比值 $k_z u/z_r$ 将受上述数值的限制。

4 四齿差谐波齿轮传动的运动学特征

对于双波二齿差谐波齿轮传动,当波发生器转过 2π 角度时,柔轮相对固定刚轮转过二个

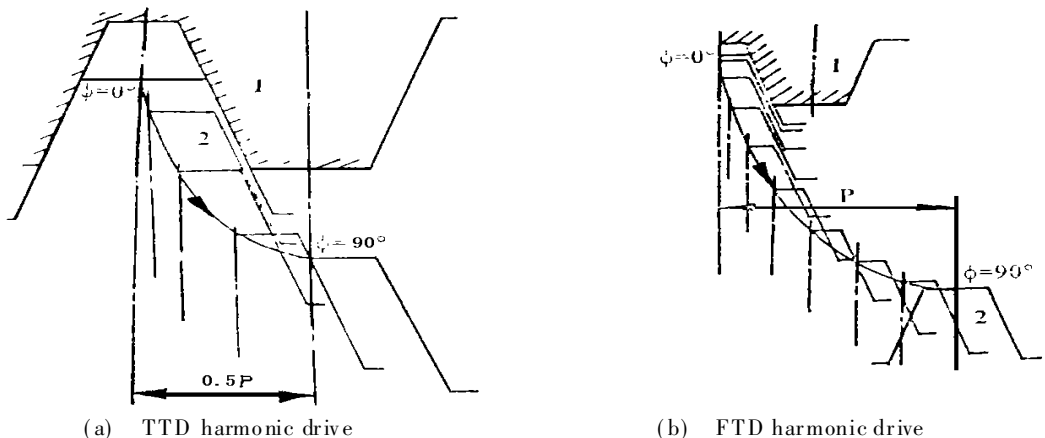


Fig. 4 Relative movement of one tooth pair on the major axis of wave generator

1. Rigid spline(fixed) 2. Flexspline 3. Wave generator

节距;当波发生器转过 $\pi/2$ 角度时,柔轮相对刚轮则转过半个轮齿,即 $0.5P$ 。对于双波四齿差

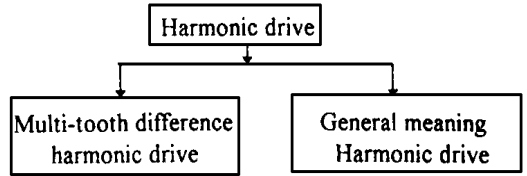


Fig. 3 Classification of harmonic drive

谐波齿轮传动, 由于刚轮与柔轮相差四个轮齿, 所以当波发生器转过 2π 角度时, 柔轮相对固定刚轮应转过四个节距; 而当波发生器转过 $\pi/2$ 角度时, 柔轮相对刚轮转过 1 个轮齿 (P)。当波发生器转角从 0 到 $\pi/2$ 变化时, 二齿差传动和四齿差传动中柔轮与刚轮的相对运动分别如图 4 (a)、(b) 所示。

5 结 论

(1) 通过波发生器作用下柔轮流动的弹性变形实现运动的转换, 是谐波传动区别于其它传动型式的本质所在。

(2) 随着齿差系数的引入, 在普通谐波齿轮传动的基础上, 阐述了四齿差谐波齿轮传动的原理。并指出依据由齿差系数、波数和齿数联合表达的单级传动比公式得出可以通过增大齿差系数达到降低谐波齿轮传动比下限的结论是片面的, 决定此值的本质因素是柔轮的相对径向变形量 $2w_0/d_r$ 。

(3) 由于单波谐波齿轮传动中力的不平衡性以及三波或 $k_z > 2$ 的双波谐波齿轮传动的柔轮疲劳强度或结构尺寸上的限制, 在多齿差谐波齿轮传动中, 只有双波四齿差谐波齿轮传动能够得到实用。

(4) 波发生器转过 $\pi/2$ 角度时, 二齿差谐波齿轮传动中刚轮、柔轮相对转过半个齿距, 而在四齿差谐波齿轮传动中, 刚轮、柔轮相对转过 1 个齿距, 二者表现出不同的运动学特征。

参 考 文 献

- 1 柯沃列夫 H A 著[苏], 卢永铭等译. 柔性齿轮传动. 冶金工业部建筑研究总院技术情报研究室, 1982
- 2 辛洪兵. 四齿差谐波齿轮传动的研究: [学位论文]. 长春: 中国科学院长春光学精密机械研究所, 1997

Kinematical Features of Four-tooth Difference Harmonic Drive

XIN Hong-Bing¹, HE Hui-Yang², ZHANG Cheng-Jia², WANG Ai-Dong²

(¹ Dept. of Mech. Eng. Beijing Inst. of Light Industry, Beijing 100037)

(² Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics,

Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022)

Abstract

On the basis of prime principle of harmonic drive, we have studied the tenet and kinematic features of the four-tooth difference harmonic drive in this paper.

Key words: Harmonic drive, Transmission principle, Kinematical features

辛洪兵 男, 1968 年 9 月生, 北京轻工业学院机械工程系讲师, 中国科学院长春光学精密机械研究所工学博士。主要研究领域为机械 CAD/CAM、机电一体化技术、机械学等, 已发表论文 15 篇。