

第2版

上册

齿轮手册

齿轮手册编委会 编

第 9 篇 谐波齿轮传动

主 编 李克美 (北京中技克美谐波传动有限责任公司)
沈允文 (西北工业大学)

编写人

审稿人

第 1 章 诸葛明 (北京中技克美谐波传动
有限责任公司)

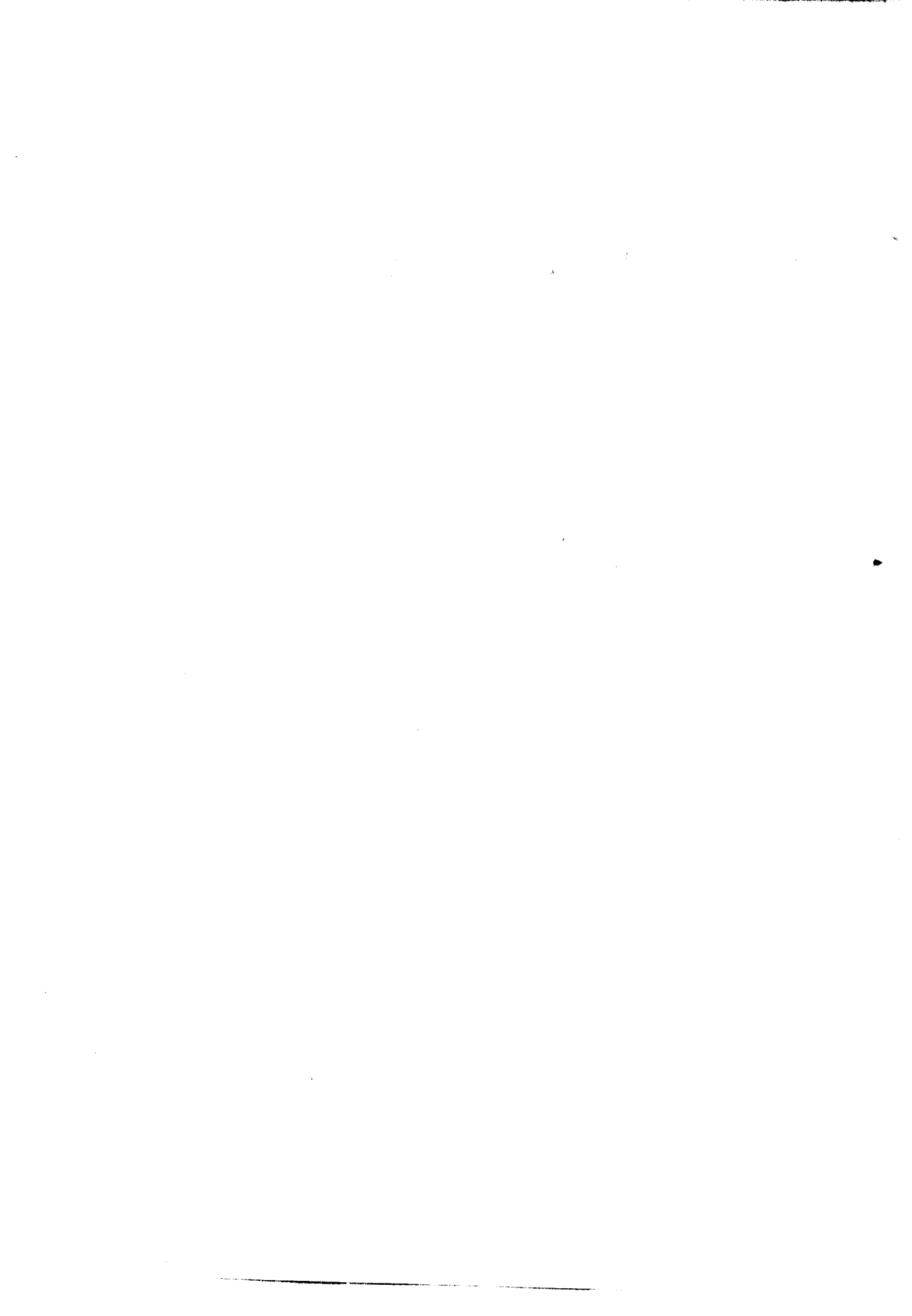
朱 青 (北京中技克美谐波传动
有限责任公司)

第 2 章 诸葛明

朱 青

第 3 章 诸葛明

朱 青



第 1 章 概 述

1 谐波齿轮传动的工作原理

谐波齿轮传动是一种依靠柔性齿轮所产生的可控弹性变形波来传递运动和力的新型机械传动，它的结构如图 9.1-1 所示。其基本构件包括波发生器、柔轮和

刚轮。当波发生器转动时，迫使柔轮产生弹性变形，使它的齿与刚轮齿相互作用，从而实现传动的目的。就传动的机理而言，谐波齿轮传动与一般的齿轮传动和蜗轮传动有本质的区别。

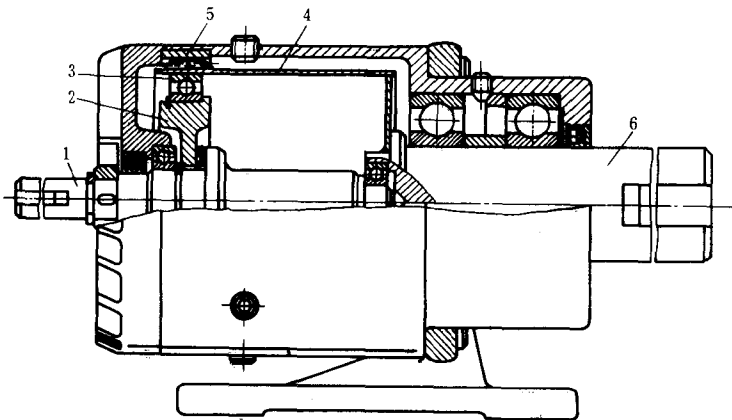


图 9.1-1 谐波齿轮减速器的结构

1—高速轴 2—波发生器凸轮 3—柔性轴承 4—柔轮 5—刚轮 6—低速轴

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 ，常用的有双波和三波两种。双波传动柔轮中的应力较小，结构比较简单，容易获得大的传动比，较为常用。故本章只讨论双波传动。

谐波齿轮传动的柔轮和刚轮节距相同，但齿数不等，通常均取刚轮和柔轮的齿数差等于波数。

谐波齿轮传动的三个构件，有一个固定，其余两个，一为主动，另一为从动。其相互关系可根据需要变换，一般均以波发生器为主动。

工作原理见图 9.1-2。具有柔性轴承的凸轮波发生器为主动，柔轮从动，刚轮固定。当波发生器装入柔轮后，迫使圆形原始剖面的柔轮变形，在其长轴两端的齿与刚轮齿完全啮合，而在短轴处则完全脱开。处于长轴与短轴之间周长上不同区段内的齿，有的啮入，有的啮出，故当波发生器沿着箭头方向连续转动时，波发生器迫使柔轮变形不断变换，柔轮的齿相继由啮合转向啮出，由啮出转向脱开，由脱开转向啮入，由啮入转向啮合。从而实现柔轮相对于刚轮沿着波发生器相反方向旋转。对于双波传动，在波发生器转一圈时，柔轮相对刚轮应转过两个齿。若将柔轮固定，刚轮为从动时，其啮合过程完全类同，但刚轮将沿着与波发生器相同

的方向旋转。

谐波齿轮传动可用作减速或增速，通常用作减速装置。

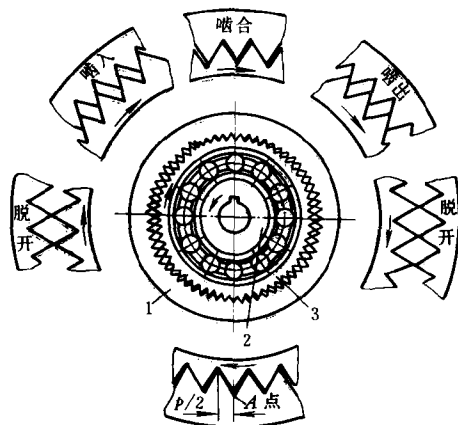


图 9.1-2 双波传动的工作原理

1—刚轮 2—凸轮波发生器 3—柔轮

2 谐波齿轮传动的特点和应用

与一般齿轮传动相比，谐波齿轮传动的特点是：

1) 传动比大且范围宽。单级传动的传动比为50~500(若采用行星式波发生器,则传动比可扩大至150~4000),复式传动的传动比可达 10^7 ;

2) 同时参与啮合的齿对数多(传递名义力矩时,同时参与啮合的齿对数可达总齿数的30~40%),承载能力大;

3) 结构简单,体积小,重量轻。在传动比和承载条件相当的情况下,谐波齿轮传动可比一般齿轮减速器的体积和重量减小1/3~1/2左右;

4) 传动精度高。在相同的制造精度下,谐波齿轮传动的精度比一般齿轮传动的精度至少可高一级。

5) 齿侧间隙便于调整,并易于获得零侧隙传动。

6) 传动平稳,无冲击;

7) 传动效率较高。随传动比的不同,单级传动的效率约为65%~90%;

8) 可实现向密闭空间传递运动。

由于谐波齿轮传动的突出优点,因而在航天、航空、航海、仿生机械、能源、常规军械、机床、仪表、电子设备、矿山冶金、交通运输、起重机械、石油化工机械、纺织、农业机械以及医疗器械等各部门得到了日益广泛的应用。特别是在高动态性能的伺服系统中,采用谐波齿轮传动更显示出它的优越功能。

目前,谐波齿轮传动的标准化、系列化工作发展十分迅速。美、日、俄等国家已有谐波齿轮减速器的产品系列或相应的标准。我国亦已制订了通用谐波齿轮减速器的国家标准,其主要性能指标为:

机型:按柔轮内径划分,计有25,32,40,50,60,80,100,120,160,200,250等十一个机型;

传动比:63,80,100,125,160,200,250,315;

输出力矩:20~4000N·m;

传动精度:一般为3',精密级为1';

回差:一般为6',精密级为1'和3';

效率:65%~90%;

目前,我国已有专业厂家生产多种型号规格的谐波齿轮传动减速器系列产品,供应国内外市场。其中最常用的两个系列产品是XB1系列单级谐波传动减速器和XB3系列扁平式单级谐波齿轮减速器。表9.1-1和表9.1-2列出这两个系列产品的规格和额定数据。另有XBF系列产品,其中包括XBF2和XBF3系列,均为相位调节器用,其规格和额定数据可参考XB3系列产品。还有一种高精度的R系列产品,其空回及运动误差均小于3',其他技术性能可参考XB1系列产品。

表 9.1-1 XB1 单级谐波传动减速器的规格和额定数值

机型	速比	输入转速 3000/(r/min)			输入转速 1500/(r/min)			输入转速 1000/(r/min)		
		输出转矩 /N·m	输出转速 /(r/min)	输入功率 /kW	输出转矩 /N·m	输出转速 /(r/min)	输入功率 /kW	输出转矩 /N·m	输出转速 /(r/min)	输入功率 /kW
25	63	2.0	47.6	0.013	2.5	23.8	0.008	2.5	15.9	0.005
32	64	4.5	46.9	0.025	4.5	23.4	0.012	4.5	15.6	0.008
	80	5.0	37.5	0.025	5.5	18.8	0.013	5.5	12.5	0.009
40	80	12.0	37.5	0.059	12.0	18.8	0.029	12.0	12.5	0.019
	100	15.0	30	0.059	16.5	15	0.031	17.0	10	0.021
50	80	25	37.5	0.123	25	18.8	0.059	25	12.5	0.039
	84	25	35.7	0.117	25	17.9	0.056	25	11.9	0.037
	100	30	30	0.118	33	15	0.062	33.6	10	0.041
	125	30	24	0.097	37.5	12	0.058	43.5	8	0.044
60	80	40	37.5	0.197	40	18.8	0.094	40.0	12.5	0.062
	100	50	30	0.197	55	15	0.104	56.0	10	0.069
	120	50	25	0.169	62.5	12.5	0.101	72.5	8.3	0.074
	150	50	20	0.146	62.5	10	0.085	72.5	6.7	0.062
	160	50	18.8	0.139	62.5	9.4	0.078	72.5	6.3	0.057
80	80	100	37.5	0.493	100	18.8	0.235	100	12.5	0.153
	100	120	30	0.473	132	15	0.248	135	10	0.165
	135	120	22.2	0.363	150	11.2	0.215	175	7.5	0.163
	160	120	18.8	0.312	150	9.4	0.185	175	6.3	0.140
	200	120	15	0.264	150	7.5	0.156	175	5	0.118

(续)

机型	速比	输入转速 3000/(r/min)			输入转速 1500/(r/min)			输入转速 1000/(r/min)		
		输出转矩 /N·m	输出转速 /(r/min)	输入功率 /kW	输出转矩 /N·m	输出转速 /(r/min)	输入功率 /kW	输出转矩 /N·m	输出转速 /(r/min)	输入功率 /kW
100	80	200	37.5	0.986	200	18.8	0.469	200	12.5	0.305
	84	200	35.7	0.939	200	17.9	0.447	200	11.9	0.291
	100	240	30	0.947	265	15	0.497	270	10	0.330
	125	240	24	0.777	300	12	0.462	300	8	0.300
	160	240	18.8	0.624	300	9.4	0.370	300	6.3	0.240
	168	240	17.9	0.594	300	8.9	0.352	300	5.95	0.228
	200	240	15	0.527	300	7.5	0.312	300	5	0.202
120	80	360	37.5	1.775	360	18.8	0.844	360	12.5	0.549
	100	450	30	1.775	495	15	0.929	505	10	0.617
	120	450	25	1.518	550	12.5	0.881	600	8.3	0.625
	150	450	20	1.25	550	10	0.723	600	6.67	0.513
	160	450	18.8	1.169	550	9.4	0.678	600	6.3	0.481
	200	450	15	0.989	550	7.5	0.572	600	5	0.405
160	80				800	18.8	1.876	800	12.5	1.221
	100				900	15	1.689	1015	10	1.282
	134				1000	11.2	1.435	1150	7.5	1.073
	160				1000	9.4	1.233	1150	6.3	0.921
	200				1000	7.5	1.040	1150	5	0.776
	267				1000	5.6	0.823	1150	3.8	0.614
	200	80				1500	18.8	3.518	1500	12.5
100					1800	15	3.377	2000	10	2.442
125					2000	12	3.077	2300	8	2.301
168					2000	8.9	2.348	2300	6	1.755
200					2000	7.5	2.079	2300	5	1.552
250					2000	6	1.758	2300	4	1.311
250	80				2500	18.8	5.863	2500	12.5	3.816
	100				3500	15	6.567	3650	10	4.457
	120				3500	12.5	5.609	4000	8.3	4.169
	150				3500	10	4.602	4000	6.7	3.419
	160				3500	9.4	4.315	4000	6.3	3.205
	200				3500	7.5	3.638	4000	5	2.699
	250				3500	6	3.077	4000	4	2.280
	315				3500	4.8	2.514	4000	3.17	1.920

表 9.1-2 XB3 扁平式单级谐波传动

(续)

减速器的规格和额定数值

机型 XB3	速比	最高输入转速 /(r/min)		输入转速 3000 /(r/min)		
		半流体 润滑脂	油润滑	输入功率 /kW	输出转速 /(r/min)	输出转矩 /N·m
25	64	3500	8000	0.09	46.88	1.2
32	64	3500	6000	0.023	46.88	3.0
	0.022			37.50	3.5	

机型 XB3	速比	最高输入转速 /(r/min)		输入转速 3000 /(r/min)		
		半流体 润滑脂	油润滑	输入功率 /kW	输出转速 /(r/min)	输出转矩 /N·m
40	66			0.060	45.45	8.0
	80	3500	6000	0.051	37.50	8.0
	102			0.051	29.41	10

(续)

机型 XB3	速比	最高输入转速 /(r/min)		输入转速 3000 /(r/min)		
		半流体 润滑油	油润滑	输入功率 /kW	输出转速 /(r/min)	输出转矩 /N·m
50	80			0.096	37.50	15
	84			0.092	35.71	15
	100	3500	5000	0.092	30	18
	120			0.085	25	20
	126			0.081	23.81	20
60	80			0.160	37.50	25
	100			0.154	30	30
	120	3000	5000	0.137	25	32
	150			0.134	20	36
	160			0.126	18.75	36
80	80			0.353	37.50	55
	100			0.359	30	70
	135	3000	4500	0.332	22.22	80
	160			0.297	18.75	85
	200			0.238	15	85
100	80			0.641	37.50	100
	84			0.610	35.71	100
	100	3000	4500	0.615	30	120
	125			0.554	24	135
	160			0.524	18.75	150
	168			0.499	17.86	150

(续)

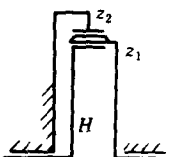
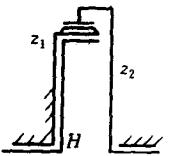
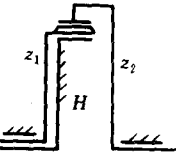
机型 XB3	速比	最高输入转速 /(r/min)		输入转速 3000 /(r/min)		
		半流体 润滑油	油润滑	输入功率 /kW	输出转速 /(r/min)	输出转矩 /N·m
120	80			1.154	37.50	180
	100			1.128	30	220
	120	2500	3500	1.068	25	250
	150			1.044	20	280
	160			0.979	18.75	280
	200			0.783	15	280
* 160	80			1.420	18.75	480
	100			1.278	15	540
	135	1750	2500	1.148	11.19	625
	160			1.041	9.38	650
	160			0.833	7.50	650

3 谐波齿轮减速器的结构简图与传动比计算

3.1 典型单级谐波齿轮传动的结构简图与传动比计算

设柔轮和刚轮的齿数分别为 z_1 和 z_2 ，波发生器为 H ，则单级谐波齿轮传动的结构简图和传动比计算公式见表 9.1-3。

表 9.1-3 典型单级谐波齿轮传动的结构简图及传动比计算公式

序号	构件相互关系			结构简图	传动比计算公式	备注
	输入构件	输出构件	固定构件			
1	波发生器	柔轮	刚轮		$i_{H1}^2 = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$	传动比范围 60~320
	柔轮	波发生器	刚轮			$i_{1H}^2 = -\frac{z_2 - z_1}{z_1}$
2	波发生器	刚轮	柔轮		$i_{H2}^1 = \frac{z_2}{z_2 - z_1}$	传动比范围 60~320
	刚轮	波发生器	柔轮			$i_{2H}^1 = \frac{z_2 - z_1}{z_2}$
3	柔轮	刚轮	波发生器		$i_{12}^H = \frac{z_2}{z_1}$	微小减速情况，传动比 范围 1.002~1.02
	刚轮	柔轮	波发生器			$i_{21}^H = \frac{z_1}{z_2}$

3.2 简单双级和复式谐波齿轮传动的结构简图和传动比计算

为

$$i_1 = -\frac{z_{11}}{z_{12}-z_{11}} \text{ 和 } i_1 = -\frac{z_{11}}{z_{12}-z_{11}}$$

根据单级谐波齿轮传动的传动比的计算公式，可派生出各种简单双级和复式谐波齿轮传动的简图。设双级中的第 I 级和第 II 级的传动比计算的基本公式

其中齿数代号中的下角标 I, II 系指第 I 级或第 II 级的柔轮和刚轮的齿数。于是，简单双级和复式谐波齿轮传动的典型结构简图和传动比计算公式，见表 9.1-4。

表 9.1-4 简单双级和复式谐波齿轮传动的结构简图和传动比计算公式

序号	构件相互关系			结构简图	传动比计算公式	备 注
	输入构件	输出构件	固定构件			
1	I 级波发生器	II 级刚轮	I、II 级柔轮		$i = (1 - i_1)(1 - i_1)$	两级的传动呈径向配置，传动的范围取决于两级传动比的乘积
2	I 级波发生器	II 级柔轮	I 级柔轮和 II 级刚轮		$i = (1 - i_1)i_1$	
3	I 级波发生器	I 级柔轮	I、II 级刚轮		$i = i_1 i_1$	两级的传动呈轴向配置，传动比范围取决于两级传动比的乘积
4	I 级波发生器	I 级刚轮	I 级刚轮与 II 级柔轮		$i = i_1(1 - i_1)$	
5	I 级波发生器	I、II 级刚轮	II 级柔轮		$i = 1 - i_1 i_1$	两级传动的刚轮联为一体，构成复式传动
6	I 级波发生器	I 级刚轮与 II 级柔轮	I 级刚轮		$i = 1 - i_1(1 - i_1)$	I 级刚轮与 II 级柔轮联成一体，构成复式传动

(续)

序号	构件相互关系			结构简图	传动比计算公式	备注
	输入构件	输出构件	固定构件			
7	I级波发生器	I级柔轮与II级刚轮	II级柔轮		$i = 1 - (1 - i_1) i_1$	II级柔轮与II级刚轮联成一体, 构成复式传动
8	I级波发生器	I、II级柔轮	II级刚轮		$i = 1 - (1 - i_1)(1 - i_1)$	I、II级柔轮联为一体构成复级
9	I级(即II级)波发生器	II级刚轮	I级刚轮		$i = \frac{ i_1 (1 - i_1)}{ i_1 + i_1}$	通常所谓的外复式传动。I、II级波发生器和柔轮分别联为一体, 传动比最大值为 2×10^6
10	I级(即II级)波发生器	II级刚轮	I级刚轮		$i = -\frac{ i_1 (1 - i_1)}{ i_1 - i_1 + 2}$	通常所谓的内复式传动。I、II级柔轮和波发生器分别联为一体, II级柔轮为内齿, 刚轮为外齿。传动比范围为 25~250

第2章 谐波齿轮传动的设计与计算

1 谐波齿轮传动主要参数的确定

由于工艺上的原因, 目前各国均采用近似共轭的齿形作为谐波齿轮传动的工作齿形, 其中应用最广的是渐开线齿形, 因而本节主要对基准齿形角为 20° 的渐开线圆柱谐波齿轮传动的参数选择和几何计算方法作一介绍。

1.1 主要啮合参数的选择

渐开线谐波齿轮传动啮合参数合理选择所应遵循的基本原则是: 在保证传动不发生啮合干涉的前提下, 获得较大的啮入深度和啮合区, 且保证有合理的啮合侧隙。因而在齿形确定之后, 影响传动性能的参数主要

是基准齿形角, 变位系数, 径向变形量系数和齿廓工作段高度。

我国目前谐波齿轮传动中柔轮、刚轮所采用的齿形均为渐开线窄槽齿, 基准齿形角分别采用 20° 、 25° 、 $28^\circ 36'$ 和 30° 四种。为防止啮合干涉, 均采用短齿。

对于 $\alpha = 28^\circ 36'$ 和 30° 的大压力角齿形, 可不变位或取较小变位。对于 $\alpha = 20^\circ$ 的渐开线齿形, 可采用适当变位的方法来防止啮合干涉。

1.1.1 变位系数

从增大啮入深度和啮合区的观点出发, 变位系数应选大些, 但其极限值受齿顶变尖的限制。现设定柔轮用滚刀加工, 刚轮用插齿刀加工, 则:

对于采用非标准柔性轴承的凸轮波发生器、圆盘

波发生器和滚轮波发生器的谐波齿轮传动,柔轮和刚轮的变位系数可大致取

$$\begin{cases} x_1 = (1.35 - w_0^*) / (0.85z_1^{\frac{1}{3}} - 0.04) \\ x_2 = x_1 + (w_0^* - 1) \end{cases} \quad (9.2-1)$$

对于采用标准柔性轴承的凸轮波发生器的谐波齿轮传动,取

$$x_1 = [0.5(D_B - mz_1) + S + (h_a^* + c^*)m] / m \quad (9.2-2)$$

式中 w_0^* —— 径向变形系数;
 D_B —— 柔性轴承外径(mm);
 h_a^* —— 齿顶高系数;
 S —— 柔轮齿圈壁厚(mm);
 c^* —— 径向间隙系数。

1.1.2 径向变形系数

径向变形系数定义为 $w_0^* = w_0 / m$ (其中 w_0 为柔轮的最大径向变形量)。在其他条件不变时, w_0^* 增加, 可使啮入深度增大, 所需的变位系数减小; 但此时啮合区缩小, 柔轮中应力增大。一般取 $w_0^* = 0.9 \sim 1.1$ 。在动力传动中, 亦可推荐取

$$w_0^* = 0.89 + 8 \times 10^{-5} z_1 + 2j_{lu} / m \quad (9.2-3)$$

而

$$j_{lu} / m = Tb / (d_1^2 s_1 Gm) + 4 \times 10^{-4} (i - 60) \quad (9.2-4)$$

式中 j_{lu} —— 空载时在啮合区边界上应保证的侧隙(mm);

T —— 输出力矩(N·mm);
 b —— 柔轮齿圈宽度(mm);
 s_1 —— 柔轮光滑圆柱部分的壁厚(mm);
 G —— 剪切弹性模量(N/mm²)。

1.1.3 齿廓工作段高度

通常, 齿廓工作段高度 h_n 随 w_0^* 的增加而增加。一般取 $h_n = (1.3 \sim 1.6)m$, 或推荐按下式确定

$$h_n = [4w_0^* - (4.6 - 4w_0^*) \times 10^{-3} z_1 - 2.48]m \quad (9.2-5)$$

应该指出, x_1, x_2, w_0^* 和 h_n 的选择是相互关联的, 因而最合理的值应该用优化的方法确定。由于这种计算方法必须采用电子计算机, 此处就不再赘述, 详细可参阅 [2]。

1.2 谐波齿轮传动的几何尺寸计算

柔轮和刚轮的主要几何尺寸可按下述公式确定。

柔轮:

分度圆直径

$$d_1 = mz_1 \quad (9.2-6)$$

齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_{g1} + 2h_n \quad (9.2-7)$$

齿根圆直径

$$d_{f1} = m[z_1 + 2(x_1 - h_a^* - c^*)] \quad (9.2-8)$$

式中 d_{g1} —— 柔轮齿上渐开线起始圆直径

$$d_{g1} = m \sqrt{(z_1 - 2h_a^* + 2x_1)^2 + 4 \left(\frac{h_a^* - x_1}{\tan \alpha_0} \right)^2}$$

刚轮:

分度圆直径

$$d_2 = mz_2 \quad (9.2-9)$$

齿顶圆直径

$$d_{a2} = d_{g2} - 2h_n \quad (9.2-10)$$

齿根圆直径

$$d_{f2} = 2(a_{02} + r_{a0}) \quad (9.2-11)$$

式中 d_{g2} —— 刚轮齿上渐开线终止圆直径

$$d_{g2} = 2 \sqrt{[a_{02} \sin \alpha_{02} + \sqrt{r_{a0}^2 - r_{b0}^2}]^2 + r_{b2}^2} \quad (9.2-12)$$

α_{02} —— 插削刚轮时的切齿啮合角

$$\operatorname{inv} \alpha_{02} = 2 \frac{x_2 - x_0}{z_2 - z_0} \tan \alpha_0 + \operatorname{inv} \alpha_0 \quad (9.2-13)$$

a_{02} —— 插削刚轮时的切齿中心距(mm)

$$a_{02} = 0.5m(z_2 - z_0) \cos \alpha_0 / \cos \alpha_{02} \quad (9.2-14)$$

r_{b2} —— 刚轮基圆半径(mm);

r_{a0}, r_{b0} —— 插齿刀的顶圆和基圆半径(mm);

z_0, x_0 —— 插齿刀齿数和变位系数, 通常取 $z_0 < z_2/2$ 。

1.3 不产生齿廓重叠干涉的条件与侧隙计算

根据大量计算和使用实践表明, 齿廓重叠干涉大多都发生在柔轮齿顶与刚轮齿廓啮合之处, 因而只需验算柔轮齿顶与刚轮齿廓干涉与否即可。设柔轮齿顶坐标为 $M_1(x_{a1}, y_{a1})$, 以 $r_M = \sqrt{x_{a1}^2 + y_{a1}^2}$ 为半径作弧与相邻刚轮齿廓相交, 即得对应点 $M_2(x_{M2}, y_{M2})$ (见图 9.2-1)。当啮合处在第一象限时, 在任意啮合位置不发生干涉的条件为

$$x_{M2} - x_{a1} \geq 0 \quad y_{a1} - y_{M2} \geq 0 \quad (9.2-15)$$

其中点 M_1 和 M_2 的坐标为

$$\begin{cases} x_{a1} = r_1 \{ \sin[\psi - (u_{a1} - \theta_1)] \\ \quad + u_{a1} \cos \alpha_0 \cos[\psi - (u_{a1} - \theta_1 \\ \quad + \alpha_0)] \} + \rho \sin \varphi_1 - r_m \sin \psi \\ y_{a1} = r_1 \{ \cos[\psi - (u_{a1} - \theta_1)] \\ \quad - u_{a1} \cos \alpha_0 \sin[\psi - (u_{a1} - \theta_1 \\ \quad + \alpha_0)] \} + \rho \cos \varphi_1 - r_m \cos \psi \\ \psi = \varphi_1 + \mu \end{cases} \quad (9.2-16)$$

$$\begin{cases} x_{M_2} = r_2 \{ \sin[\varphi_2 - (u_{M_2} - \theta_2)] \\ \quad + u_{M_2} \cos \alpha_0 \cos[\varphi_2 - (u_{M_2} - \theta_2 + \alpha_0)] \} \\ y_{M_2} = r_2 \{ \cos[\varphi_2 - (u_{M_2} - \theta_2)] \\ \quad - u_{M_2} \cos \alpha_0 \sin[\varphi_2 - (u_{M_2} - \theta_2 + \alpha_0)] \} \end{cases} \quad (9.2-17)$$

式中 r_1, r_2 ——柔轮和刚轮的分度圆半径(mm);
 r_m ——柔轮变形前的中线圆半径(mm);
 ρ ——原始曲线(即中线圆的弹性变形曲线)的极半径。

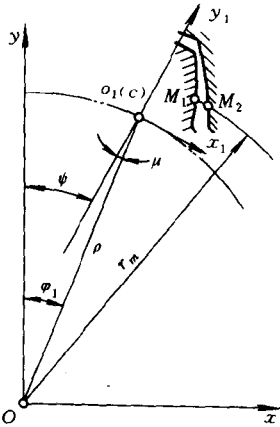


图 9.2-1 计算侧隙简图

若已知柔轮的受力状态,则原始曲线可按弹性力学的方法确定;若已给定凸轮廓线的形状时(常用凸轮廓线形状见表 9.2-7),则原始曲线为凸轮廓线的外等距曲线,其数学表达式可按文献[3]所述的方法求得。现推荐与变形长轴呈 β 夹角的四力作用的圆环变形曲线作为啮合分析时的原始曲线。因为只要改变 β 角,便可模拟得出采用不同凸轮廓形或不同圆盘直径时的原始曲线。为了减小柔轮的应力和适当增大啮合齿数,通常取 $\beta=30^\circ$ 。若设 w 为柔轮中线上某点的径向位移, φ 为波发生器固定时柔轮非变形端的转角,则

$$\begin{cases} \rho = r_m + w \\ w = w_0^* m \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n \beta \cos n \varphi}{(n^2 - 1)^2} / \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n \beta}{(n^2 - 1)^2} \end{cases} \quad (9.2-18)$$

φ_1 ——柔轮变形端的转角,若以 v 表示柔轮中线上某点的切向位移,则

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi + v/r_m \\ v = - \int w d\varphi = - w_0^* m \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n \beta \sin n \varphi}{n(n^2 - 1)^2} / \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n \beta}{(n^2 - 1)^2} \end{cases} \quad (9.2-19)$$

μ ——法线相对于矢径的转角

$$\mu = \arctan \frac{d\rho/d\varphi}{\rho} \approx w_0^* m \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{n \cos n \beta \sin n \varphi}{(n^2 - 1)^2} / \left[r_m \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n \beta}{(n^2 - 1)^2} \right] \quad (9.2-20)$$

u_{α_1}, u_{M_2} ——柔轮齿顶和刚轮齿廓上对应点处的渐开线参数方程的参数值。设 α_{α_1} 和 $\alpha_{M_2} = \arccos(r_2 \cos \alpha_0 / r_M)$ 为其相应的压力角,则:

$$u_{\alpha_1} = \tan \alpha_{\alpha_1} - \tan \alpha_0 \quad u_{M_2} = \tan \alpha_{M_2} - \tan \alpha_0 \quad (9.2-21)$$

θ_1, θ_2 ——分别为柔轮分度圆齿厚和刚轮分度圆齿槽所对的中心角之半,故

$$\begin{cases} \theta_1 = 0.5(\pi/2 + 2x_2 \tan \alpha_0)m/r_1 \\ \theta_2 = 0.5(\pi/2 + 2x_2 \tan \alpha_0)m/r_2 \end{cases} \quad (9.2-22)$$

φ_2 ——刚轮的转角

$$\varphi_2 = \varphi z_1/z_2$$

若式(9.2-15)被满足,则必然存在侧隙,其切向侧隙 j_t 近似可按下式计算:

$$j_t = \sqrt{(x_{M_2} - x_{\alpha_1})^2 + (y_{\alpha_1} - y_{M_2})^2} \quad (9.2-23)$$

由上式便可计算任意啮合位置时柔轮齿顶和刚轮齿廓间的侧隙,只要给出一系列的 φ 值,即可得出侧隙分布曲线(见图 9.2-2)。应该指出,当 $u_{M_2} < u_{\alpha_2}$ 时(u_{α_2} 为刚轮齿顶的参数, $u_{\alpha_2} = \tan \alpha_{\alpha_2} - \tan \alpha_0$),表示已脱离啮合,侧隙计算即应终止。若侧隙不满足设计要求时,可调整参数重新计算。

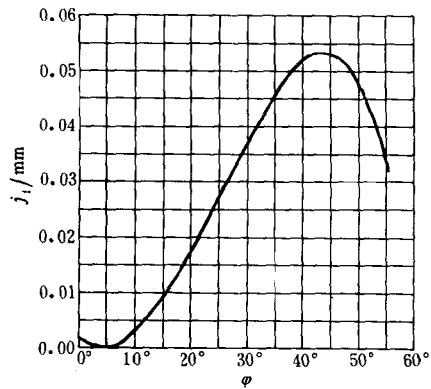


图 9.2-2 侧隙曲线

$$i = 100 \quad m = 0.5 \text{ mm} \quad \alpha_0 = 20^\circ \quad \beta = 30^\circ \\ x_1 = 2.801 \quad x_2 = 2.93 \quad s = 0.9 \text{ mm}$$

1.4 保证传动正常工作性能的条件

为保证传动正常工作性能,除保证式(9.2-15)的条件外,还应满足如下条件:

- 1) 不产生过渡曲线干涉

$$h_n \leq 0.5(d_{g2} - d_{g1}) - w_0 \quad (9.2-24)$$

2) 为保证传动的承载能力,其最大啮入深度不应小于 m ,故:

$$0.5(d_{a1} - d_{a2}) + w_0 \geq m \quad (9.2-25)$$

3) 保证有一定的顶隙

$$0.5(d_{r2} - d_{r1}) - w_0 \geq 0.2m \quad (9.2-26)$$

4) 齿廓工作段高度不应超过允许的极限值

$$m(0.5z_1 + x_1 + h_a^*) - 0.5d_{g1} \geq h_n \quad (9.2-27)$$

5) 齿顶不变尖

$$s_{a1} \geq 0.25m \quad s_{a2} \geq 0.25m \quad (9.2-28)$$

式中 s_{a1} 、 s_{a2} ——柔轮和刚轮的齿顶厚。

2 谐波齿轮传动承载能力计算

2.1 谐波齿轮传动的失效形式和计算准则

谐波齿轮传动的失效形式主要有:

(1) 柔轮的疲劳断裂 这是谐波齿轮传动最主要、最常见的一种失效形式。一般情况下,裂纹起源于柔轮齿根部分,然后沿轴向延伸,进而呈 45° 斜向扩展。若柔轮旋转方向不断改变,则裂纹还能呈双向 45° 扩展。

柔轮的断口分析表明,疲劳裂纹产生于外表面,继而向柔轮内表面扩展,断口平直且呈现贝壳状条纹,因而可断定柔轮疲劳断裂主要是由弯曲应力引起的。

(2) 齿面磨损 齿面磨损主要取决于有效载荷作用下齿面上比压的大小。由于谐波齿轮传动齿面的相对滑动速度较小,一般情况下磨损并不严重,只有在很大过载时,才有可能引起齿面的强烈磨损。使用实践表明,谐波齿轮传动齿面的磨损,许多情况下是由于啮合参数选择不当,齿对啮合时出现某些干涉而引起的。因此,防止齿面磨损的方法,除了合理选择材料和热处理方法、控制柔轮和刚轮的偏心误差以外,主要应使所选的啮合参数不会引起轮齿的啮合干涉。

(3) 传动构件产生滑移 当作用在传动装置上的转矩过大或传动元件的制造偏差过大时,就可能发生传动构件间的相对滑移现象。当柔轮与刚轮产生相对滑移时,称为滑齿;而波发生器相对柔轮滑移时,则称为波发生器的滑移。传动构件一旦产生滑移,谐波齿轮传动的正常工作便遭破坏。

滑移现象的出现,一般是由多种因素综合引起的。典型的滑移型式主要有三种:在一个波的区域,发生滑齿;双波传动转化为单波传动或相反;波发生器滑移等。

不产生滑移是重载谐波齿轮传动的工作能力准则之一。这个准则是由作用在从动轴上的极限转矩 T_{lim}

来衡量的。为了防止滑移现象的产生,可以采取加大径向变形量,提高传动的径向刚度,合理选择几何参数防止啮合干涉,消除传动中的多余约束,采用可调式或自动调整式的波发生器等。

(4) 波发生器轴承的损坏 波发生器的轴承(包括一般的滚动轴承和柔性轴承)的损坏,主要是在变力和啮合力的作用下,滚动体与内、外座圈产生疲劳点蚀,柔性座圈发生疲劳断裂,或由于巨大温升而引起的元件胶合或烧伤等。

根据上述谐波齿轮传动的失效分析,便可建立其设计准则。由于齿面磨损和传动构件滑移两种失效形式迄今尚未建立反映其失效实质的计算方法,因此,齿面磨损通常是采用控制齿面比压的方法来限制的;而防止滑移,则应合理选择啮合参数和合理选择波发生器结构形式及参数等措施来解决。所以,谐波齿轮传动的工作能力计算包括:

- 1) 齿面比压计算;
- 2) 柔轮体的疲劳强度计算;
- 3) 波发生器轴承的工作能力计算。

2.2 齿面耐磨计算

由于谐波齿轮传动两轮的齿数均很多,故轮齿啮合时很接近于面接触,因此齿面磨损可由工作表面的比压来控制。于是,齿面比压 p 为

$$p = \frac{8000KT_1}{\epsilon\phi_d d_1^2 h_n z_v} \leq p_p \quad (9.2-29)$$

式中 T_1 ——作用在柔轮上的转矩 ($N \cdot m$);

d_1 ——柔轮分度圆直径 (mm);

h_n ——齿廓工作段高度 (mm),其精确值应由几何计算确定,近似取 $h_n = c_h m$,其中 $c_h = 1.4 \sim 1.6$, m 为模数;

ϕ_d ——齿宽系数, $\phi_d = b/d_1$,一般取 $0.1 \sim 0.2$, b 为齿宽;

z_v ——当量于沿齿廓工作段高度接触的全啮合工作齿数, $z_v = 0.25\epsilon z_1$;

ϵ ——啮合齿数占总齿数的百分数,一般取 $\epsilon = 0.3 \sim 0.5$;

K ——计算载荷系数,当静载荷时,取 $K = 1.0$,工作中有冲击和振动时,取 $K = 1.15 \sim 1.5$;

p_p ——许用比压。齿圈材料为钢,且在润滑条件下工作时,对不同钢种及热处理条件,可取 $p_p = 20 \sim 40 N/mm^2$,当润滑不良时, p_p 值应当降低;对塑料齿圈,则取 $p_p \leq 8 N/mm^2$ 。

在设计时,齿面耐磨条件往往用来大致确定传动的模数,由式(9.2-29)得

$$m \geq \frac{20}{z_1} \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\epsilon \phi_d c_h \rho}} \quad (9.2-30)$$

2.3 柔轮的疲劳强度计算

计算柔轮强度时,由于联接端的边界效应、参与啮合的实际齿对数、齿间的载荷分布规律、以及轮齿对柔轮体内应力分布的影响比较复杂,加之柔轮受载时的畸变影响等,柔轮的应力状态很难精确估计,为了简化

强度计算,往往把柔轮简化为一个光滑圆柱壳体进行应力分析,然后再根据试验结果进行适当的修正。柔轮的应力分析是以四力作用形式的数学模型为出发点的。因为这种数学模型(图9.2-3)随着作用力与变形长轴夹角 β 的不同而不同,可以模拟出柔轮在不同类型的波发生器作用下的变形形状,具有普遍性。例如,当 $\beta=0^\circ$ 时柔轮的变形形状与采用双滚轮波发生器的相接近; $\beta=23^\circ$ 时,与余弦凸轮波发生器所形成的柔轮变形形状相接近。

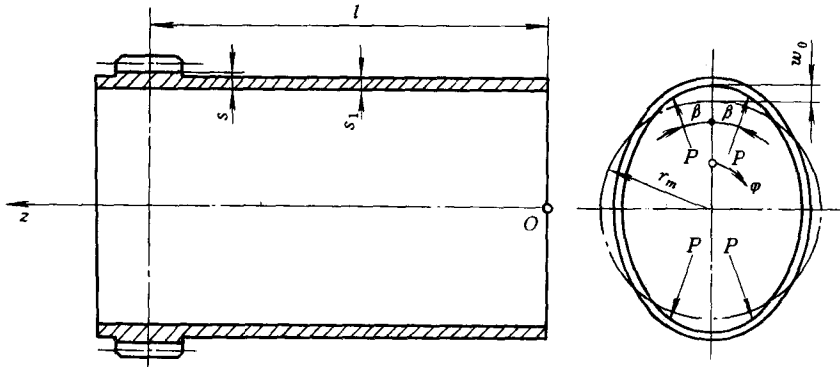


图 9.2-3 四力作用形式的柔轮强度计算模型

根据圆柱壳体理论,可求得:

轴向应力

$$\sigma_{xc} = K_n K_M K_d C_s \frac{\mu \omega_0 E_s}{r_m^2} \quad (9.2-31)$$

周向应力

$$\sigma_{\varphi c} = K_n K_M K_d C_r \frac{w_0 E_s}{r_m^2} \quad (9.2-32)$$

切应力

$$\tau_{\varphi c} = K_n K_M K_d C_r \frac{w_0 E_s}{r_m l} \quad (9.2-33)$$

由作用在柔轮上的转矩 T_1 所产生的剪应力为:

$$\tau_{T_1} = \frac{K_u K_d T_1}{2\pi r_m^2 s} \quad (9.2-34)$$

- 式中 w_0 ——最大径向变形量 (mm);
- s ——柔轮齿圈处的壁厚 (mm);
- r_m ——柔轮中性圆半径 (mm);
- l ——柔轮体的计算长度 (mm);
- E ——材料的弹性模量 (MPa);
- μ ——泊松比,取 $\mu=0.3$;

C_s 、 C_r ——正应力和切应力系数,其计算式为:

$$C_s = \frac{1}{2(1-\mu^2)} \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta \cos n\varphi}{(n^2-1)^2} \quad (9.2-35)$$

$$C_r = \frac{1}{2(1+\mu)} \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2-1)^2} \sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{(2n^2-1)\cos n\beta \sin n\varphi}{2n(n^2-1)^2} \quad (9.2-36)$$

或按图 9.2-4 查取;

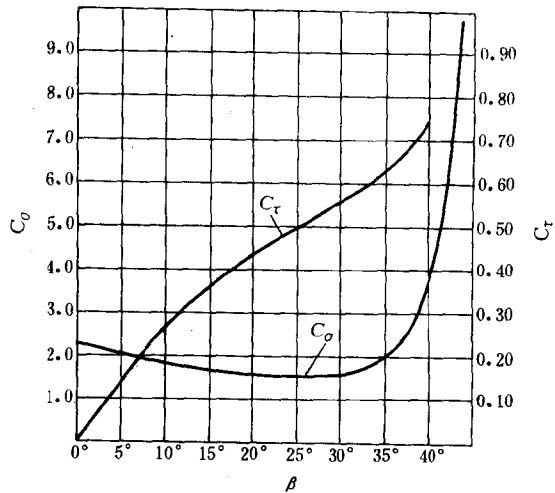


图 9.2-4 C_s 和 C_r 曲线

K_n ——考虑轮齿对柔轮弯曲刚度影响而引起的应力增大系数。设 $s^* = s/m$, 则 K_n 可按下式计算:

$$K_{\sigma} = \frac{1+s^*}{s^*} \quad (9.2-37)$$

K_M ——考虑载荷特性和波发生器刚度对柔轮畸变的影响而引起的应力增大系数,可按表 9.2-1 查取;

K_d ——动载荷系数,一般取 $K_d=1.1\sim 1.4$ 。

表 9.2-1 由于柔轮形状畸变而引起的应力增长系数 K_M

T_1/T_n	K_M 值	
	凸轮式和圆盘式波发生器	滚轮式波发生器
0.25	1.13	1.25
0.5	1.25	1.50
0.75	1.38	1.75
1.0	1.60	2.00
1.5	1.75	2.50
2.0	2.00	3.00

注: T_n 为额定力矩。

当制造精度较低,波发生器转速较高时取偏大的值;若波发生器转速小于 1000r/min,齿轮制造精度为 7 级时,取 $K_d=1.0$;

K_α ——考虑截面上剪切应力分布不均匀的系数,一般取 $K_\alpha=1.5\sim 1.8$ 。

由于柔轮体的微元体处于平面应力状态,即沿柔轮体母线方向和圆周方向的正应力及由于变形和转矩产生的切应力。考虑到 σ_α 较小,约为 σ_σ 的 30%,故用一系数 $\gamma_s \approx 0.7$ 来计。于是,可以把柔轮的疲劳强度计算用校核双向稳定变应力状态下的安全系数的方法来处理。

谐波齿轮传动工作时,柔轮处在变应力状态下工作。由分析可知,正应力基本上呈对称变化,而切应力呈脉动变化。若以 σ_a 、 σ_m 、 τ_a 、 τ_m 分别表示正应力和切应力的应力幅和平均应力,则

$$\left. \begin{aligned} \sigma_a &= \sigma_{pc}, \quad \sigma_m = 0 \\ \tau_a &= \tau_m = 0.5 (\tau_{pc} + \tau_{rc}) \end{aligned} \right\} \quad (9.2-38)$$

于是,安全系数可按式计算:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + \gamma_s S_\tau^2}} \geq 1.5 \quad (9.2-39)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} S_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a} \\ S_\tau &= \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + 0.2 \tau_m} \end{aligned} \right\} \quad (9.2-40)$$

式中 S_σ 、 S_τ ——正应力和切应力作用时的安全系数;

σ_{-1} 、 τ_{-1} ——材料在对称循环时的弯曲和剪切疲劳极限(N/mm²);

K_σ ——考虑轮齿影响正应力有效应力的集中系数,按下式确定:

$$K_\sigma = (1.6s^* + 0.8)/(1+s^*) \quad (9.2-41)$$

上式适用于 $0.8 < s^* \leq 10$;

K_τ ——切应力的有效应力集中系数,取 $K_\tau \approx (0.7 \sim 0.9) K_\sigma$ 。

为防止受载过大时柔轮筒体失稳,故需对柔轮筒体的稳定性进行校核。表征筒体失稳时的扭转应力临界值为

$$\tau_{cr} = \frac{Es^2}{l^2(1-\mu^2)} \times \left[2.8 + \sqrt{2.6 + 1.4 \left(\sqrt{1-\mu^2} \frac{l}{2r_{ms}} \right)^{3/2}} \right] \quad (9.2-42)$$

柔轮筒体不失稳的条件为

$$\tau_{cr}/\tau_r \geq 1.5 \sim 2 \quad (9.2-43)$$

式中 $\tau_r = \frac{T_1}{2\pi r_{ms}^3 s}$

2.4 波发生器轴承的寿命计算

本节将讨论滚轮式、圆盘式波发生器用的一般滚动轴承和凸轮式波发生器用的柔性轴承的寿命计算问题。

2.4.1 波发生器轴承上载荷的确定

作用在波发生器轴承上的载荷,不仅与柔轮的变形力有关,而且主要与啮合力有关。在谐波齿轮传动中,啮合力并不全部传到波发生器上,其中一部分将由柔轮体承受。实验表明,由于传递到轴承上的变形力仅占轴承所承载荷的 10%,若设 k_r 为由柔轮到波发生器的传力系数,则作用于波发生器滚轮或圆盘轴承上,或凸轮波发生器柔性轴承上的径向载荷为

$$F_r = 1.08k_r \frac{2T_1}{U d_1 \cos \alpha_0} \quad (9.2-44)$$

式中 U ——波数,对于双波传动, $U=2$ 。

若 $\alpha_0=20^\circ$,则由上式得

$$F_r \approx 1.15k_r \frac{T_1}{d_1} \quad (9.2-45)$$

由实验可知,传力系数 k_r 与许多因素有关。例如,波发生器的几何参数,轴承的类型和尺寸,滚轮轴的支承距离,中间衬环的厚度,联轴方式,承受转矩的大小等。综合起来可以看出, k_r 主要与波发生器—柔轮系统的径向刚度有关,根据文献给出的试验结果和计算结果,对于不同型式的波发生器, k_r 值如下:

四滚轮波发生器:当滚轮支承在一个单列向心球轴承上时, $k_r=0.45$;若每个滚轮支承在两个单列向心球轴承上时,取 $k_r=0.35$;

圆盘波发生器：每个圆盘支承在两个单列向心球轴承上时， $k_r=0.35$ ；若支承在两个单列向心滚子轴承上时， $k_r=0.3$ ；

凸轮波发生器： $k_r=0.35$ ；

对于密闭谐波齿轮传动，不论采用圆盘波发生器，还是凸轮波发生器，均取 $k_r=0.6\sim 0.8$ 。

由于变形时柔轮母线偏斜所引起的附加轴向力很小，约为径向载荷的 $10\%\sim 15\%$ ，故在计算时可忽略不计。

2.4.2 滚轮式和圆盘式波发生器轴承的寿命计算

这两种形式的波发生器均采用一般的滚动轴承，可用下式计算轴承的寿命，即

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon} \quad (9.2-46)$$

式中 L_h ——轴承寿命 (h)；

n ——轴承转速 (r/min)；

C ——额定动载荷 (N)，可由滚动轴承手册查得；

ϵ ——指数，对球轴承 $\epsilon=3$ ，滚子轴承 $\epsilon=10/3$ ；

P ——当量载荷 (N)，可按下式确定：

$$P = VF_r f_p f_t \quad (9.2-47)$$

式中 V ——座圈转动系数，对于波发生器轴承，由于外圈转动，故取 $V=1.2$ ；

f_p ——载荷系数，取决于轴承使用条件下的载荷性质，可由滚动轴承手册查取；

f_t ——温度系数，亦可由滚动轴承手册查取，当工作温度不超过 100°C 时，取 $f_t=1.0$ 。

对于双波传动，把式 (9.2-45) 代入式 (9.2-47) 后，再代入式 (9.2-46)，可得波发生器轴承寿命 (h) 的计算公式为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{Cd_1}{1.15V k_r k_p k_i T_1} \right)^{\epsilon} \quad (9.2-48)$$

对于圆盘波发生器，若每个圆盘上装两个滚动轴承时，由试验可知，载荷的大部分是由靠近波发生器中间平面的轴承来承受，此时推荐取 $f_p=1.3\sim 1.5$ 。

2.4.3 柔性轴承的寿命计算

对于凸轮波发生器用的柔性球轴承，由于其钢球的直径与座圈滚道曲率半径间的几何关系与一般的滚动轴承相类似，因而柔性轴承的额定动载荷仍可按一般滚动轴承的公式计算。利用一般滚动轴承额定动载荷的计算关系，将钢球直径的值代入，并取钢球数为

23 及 $\frac{f_c}{k_r f_p} = 9.2$ (式中 f_c 取决于轴承零件的几何关系，制造精度和材料品质的系数)，参照式 (9.2-4)，可得出柔性球轴承的寿命 (h) 计算公式

当 $d_1 \leq 280\text{mm}$ 时

$$L_h \leq \frac{0.0056}{n_1} \left(\frac{d_1^{2.8}}{T_2} \right)^3 \quad (9.2-49)$$

当 $d_1 > 280\text{mm}$ 时

$$L_h \leq \frac{4.9}{n_1} \left(\frac{d_1^{2.4}}{T_2} \right)^3 \quad (9.2-50)$$

3 谐波齿轮传动效率和发热计算

3.1 谐波齿轮传动效率的计算公式

谐波齿轮传动的效率，最可靠的确定办法是实测，由计算确定的值只可能是近似的。这是因为：减速器的具体情况，其细微差别很大；计算模型总是加以简化的；摩擦因数不易选准，等等。实际情况比简化的计算要复杂得多，有些影响因素，难于列入计算式。但是，估算还是有必要的。

根据理论分析和实测表明，谐波齿轮传动的效率与如下众多的因素有关，如：

- 1) 传动比；
- 2) 轮齿啮入深度；
- 3) 波数；
- 4) 刚、柔轮齿槽宽窄的比例；
- 5) 齿形角 (或变位系数)；
- 6) 滚动和滑动摩擦系数；
- 7) 回差值；
- 8) 柔轮的最大径向变形量和柔轮的弯曲刚度；
- 9) 转速；
- 10) 负载大小；
- 11) 减速器的结构和加工精度、装配工艺；
- 12) 润滑剂的种类、有无搅油损失，等等。

上述诸因素中，4)、7)、9)、11)、12) 诸项在计算式中未加考虑。

为了简化计算，对于常用的单级和复式谐波齿轮减速器，不论波发生器的类型和具体结构如何，其效率均统一近似地用一套公式计算。

对于杯形柔轮，其变形力 (滚轮式) 可近似按下式计算：

$$P = \frac{EJ\omega_0}{0.75r_m^3} \quad (9.2-51)$$

式中 $J \approx J_1 + J_2$ 。

J_1 ——齿圈段截面的惯性矩，考虑到轮齿的影响，以齿槽厚度增大 $6\%\sim 8\%$ 作为光滑圆环段来计算，即 $J_1 \approx \frac{bs_0^3}{12}$ ，而 $s_0 = (1.06 \sim 1.08) s$ ；

J_2 ——筒体光滑部分的截面惯性矩。取光滑筒体长的1/3作为圆环长来计算,即 $J_2 \approx \frac{l_1 s_1^3}{12}$;

l_1 ——相当于光滑筒体的圆环长度。

3.1.1 单级谐波齿轮传动的效率

(1) 柔轮固定时的减速传动

$$\eta = \frac{1}{1+i \left(X + \mu d \frac{P}{T_2} \right)} \quad (9.2-52)$$

$$X = \frac{f h_n}{R \cos^2 \alpha'_m (1 - f \tan \alpha'_m)} + \frac{\mu d (\tan \alpha'_m + f)}{2R (1 - f \tan \alpha'_m)} \quad (9.2-53)$$

式中 f ——滑动摩擦系数, $f=0.05 \sim 0.1$ (根据润滑油的种类及齿面加工精度适当选取);

μ ——当量滚动摩擦系数,取 $\mu=0.0015 \sim 0.003$;

R ——刚轮在平均齿高处的圆周半径 (mm);

α'_m ——刚轮齿平均高度处的渐开线压力角;

T_2 ——低速轴上的转矩 (N·mm);

i ——传动比的绝对值。

(2) 刚轮固定时的减速传动

$$\eta = \frac{1-X}{1+i \left(X + \mu d \frac{P}{T_2} \right)} \quad (9.2-54)$$

式中的 X 与式 (9.2-53) 相同,其他符号意义亦同前。

对以齿啮式输出 (即零齿差输出) 的谐波齿轮减速器的传动效率,可按式计算:

$$\eta = \frac{1-X_I}{1+i \left(X_I + X_{II} + \mu d \frac{P}{T_2} \right)} \quad (9.2-55)$$

式中 X_I 和 X_{II} 仍可按式 (9.2-53) 计算,下角标 I 表示工作齿圈,下角标 II 表示齿啮输出端,只须将各自的参数值代入即可。显然 $f_I = f_{II} = f$, 而 μd 值两者相同。

(3) 柔轮固定时的增速传动

$$\eta = \frac{1-iY}{1+\mu d \frac{P}{T_1}} \quad (9.2-56)$$

$$Y = \frac{f h_n}{R \cos^2 \alpha'_m (1 + f \tan \alpha'_m)} + \frac{\mu d (\tan \alpha'_m - f)}{2R (1 + f \tan \alpha'_m)} \quad (9.2-57)$$

式中 T_1 ——高速轴上的转矩 (N·mm)。

当单级谐波齿轮传动的传动比不大时,例如 $i=100$ 左右,作为增速器用,效率是满意的。

由式 (9.2-56) 可知,增速器的效率可能出现负值,这时说明传动自锁。但是由于啮合力在工作时可能发生变动,以及 f 和 μ 值不稳定等原因,仅凭计算值来

判断谐波齿轮传动的自锁性,不甚可靠。在接近临界值时更是如此。对于单级增速传动自锁能力的这种不确定性,设计者应予以注意。

(4) 刚轮固定时的增速传动

$$\eta = \frac{1-iY}{1+Y+\mu d \frac{P}{T_1}} \quad (9.2-58)$$

式中的 Y 同式 (9.2-57)。

3.1.2 复式谐波齿轮减速器的效率

这里仅给出最常用的刚轮输出的复式谐波齿轮传动,此时两排齿数均相差2。复式谐波齿轮传动只能做减速器用,一般均有自锁能力,故不能用作增速器。它的传动效率很低 (约1%~8%)。传动比愈大,效率愈低。其效率可按式计算

$$\eta = \frac{1-X_I}{1+i \left(X_I + X_{II} + \mu d \frac{P}{T_2} \right)} \quad (9.2-59)$$

式中 X_I 和 X_{II} 仍按式 (9.2-53) 计算。 i 亦取绝对值。

3.2 谐波齿轮减速器的发热计算

谐波齿轮传动的发热状况,可按普通减速器的关系式来计算。热平衡方程为

$$1000(1-\eta)P_1 = K(t_1 - t_0)A \quad (9.2-60)$$

式中 P_1 ——输入轴上的功率 (kW), $P_1 = \frac{T_2 n_1}{9550 i \eta}$;

K ——传热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$);

t_1 ——减速器壳体的温度 ($^\circ C$);

t_0 ——环境温度 ($^\circ C$);

A ——散热面积 (m^2);

n_1 ——输入轴转速 (r/min)。

受到发热限制,减速器所能传递的转矩为

$$T_1 = \frac{9.55K(t_1 - t_0)A i \eta}{(1-\eta)n_1} \quad (9.2-61)$$

对于通用减速器,一般推荐取 $t_1 = 70 \sim 80^\circ C$ 。

A 应理解为有效的散热面积,即:从箱体内部有油流过或飞溅能够到达,而箱体外部又有空气自由循环的那一部分。箱体上有散热片时,散热片的面积应打折扣,例如按50%的面积计算。

在通风不良时,取 $K \approx 8 \sim 12$; 在具有强烈通风的地方, $K \approx 14 \sim 18$; 当箱体带有吹风机吹风时, $K \approx 21 \sim 30$ 。如果风扇是装在减速器的高速轴上或装在电动机轴上,对强制通风,冷却的效果将随转速的增加而加强。因此建议:当 $n_1 \leq 1000r/min$ 时, K 取偏小值; 而当 $n_1 \geq 2800r/min$ 时, K 取偏大值; 对中间转速取中值。

效率 η 的取值与 i 、 m_1 及 T_2 有关系。

对长时间运转的减速器来说，其热容量的许用功率或许用转矩应大于或等于从强度计算得出来的相应值。

4 谐波齿轮传动主要零件的材料和结构

4.1 主要零件的材料

4.1.1 柔轮的材料

在谐波齿轮传动中，柔轮是在反复弹性变形的状态下工作的，既承受交变弯曲应力，又承受扭转应力，工作条件恶劣，因此推荐用持久疲劳极限 $\sigma_{-1} \geq 350\text{MPa}$ 和调质硬度 280~320HBS 的合金钢制造柔轮。另外根据承受载荷状况的不同，所选用的柔轮材料也应有所区别。

对于重载且传动比 i 较小的柔轮，推荐采用对应力集中敏感性小的高韧度的结构钢。例如 38CrMoAlA，

40CrNiMoA 等。中等载荷与轻载的柔轮，可用较廉价的 30CrMnSiA、35CrMnSiA 或 60Si2、40Cr 等。目前我国通用谐波齿轮减速器及前苏联国家标准的通用谐波齿轮减速器，柔轮的材料主要采用 30CrMnSiA。不锈钢 Cr18Ni10T 具有很高的塑性，便于控制及旋压，但却贵而稀缺。密闭谐波传动的柔轮常采用此种材料。

上述材料的热处理方法通常采用调质（280~320HBS）。热处理之后，不需附加光整工序就可以进行机械加工，包括齿形加工。柔轮的齿圈，包括齿槽在内，推荐进行冷作硬化。冷作硬化可提高疲劳极限 σ_{-1} 值的 10%~15%。同样，对齿圈进行氮化也是有效的方法。氮化不仅能提高疲劳极限值的 30%~40%，而且还可减少轮齿的磨损。柔轮常用金属材料的热处理规范和力学性能见表 9-2-2。

对于小型仪表中用的谐波传动柔轮可用铍青铜制造；在传动比 $i \leq 60$ 时，采用具有高力学性能的聚酰胺较为合适。

表 9-2-2 金属柔轮材料及热处理规范

钢的牌号	热处理方法	热处理规范	力学性能		硬 度
			抗拉强度 σ_b (MPa)	疲劳极限 σ_{-1} (MPa)	
30CrMnSiA	调质	1) 油中淬火 880°C+油中回火 540°C	850	380	} 300~320HBS
	等温淬火	2) 油中淬火 890~910°C+油中回火 540°C 用硝酸钾等温淬火 880~890°C +加热到 370°C 空气冷却	1100	420	
	调质+喷丸 冷作硬化	调质+喷丸冷作硬化	1090	450	
	调质+氮化	调质+氮化	1100	480~500	28~32HRC
35CrMnSiA	调质	油中淬火 880°C+水或油中回火 540°C	880	380	} 300~350HBS
	等温淬火	用硝酸钾等温淬火 880°C+加热到 280~310°C 空气冷却	1300	450	
60Si2	调质	油中淬火 870°C+空气中回火 460°C	1400	500	} 240~280HBS
50CrMn	调质	油中淬火 840°C+空气中回火 490°C	1100	610	
40CrNiMoA	调质	油中淬火 850°C+空气中回火 600°C	950	530	} 表面 65~70HRC 芯部 320HBS
40Cr	调质	油中淬火 850°C+油中回火 550°C	900	400	
38CrMoAlA	调质	油中淬火 940°C+油中回火 640°C	1000	400~490	} 表面 65~70HRC 芯部 320HBS
	调质+氮化	调质+氮化	1000	620~630	
Cr18Ni10T	按供应状况		600	280	

注：1. 30CrMnSiA 与 35CrMnSiA 有回火脆性倾向。

2. 60Si2A 试件，表面光滑时， $\sigma_{-1}=500\text{MPa}$ ；当表面粗糙或有氧化皮时， $\sigma_{-1}=200\text{MPa}$ 。

3. 50CrMn 试件，表面光滑时， $\sigma_{-1}=610\text{MPa}$ ；当表面有应力集中时， σ_{-1} 急剧降低。

4. 40Cr 试件，表面质量有缺陷时， $\sigma_{-1}=230\text{MPa}$ 。