

文章编号 1004-924X(2008)11-2209-05

大速比摩擦传动中的柔轮精度分析

张景和,张顺国,龙剑,何远新

(哈尔滨工业大学 机电工程学院 精密工程研究所,黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要:为消除柔轮加载时的扭曲变形误差,提高传动系统精度,对实柔轮变形量的模拟方法进行了研究。在大速比摩擦传动机构的负载力矩为 $2\text{ N}\cdot\text{m}$,传动比为200的条件下,分别用弹性力学理论和有限元分析方法对柔轮建模,用ANSYS软件分析柔轮在不同载荷作用下的变形量,并对柔轮变形量进行实际测量。在微小变形情况下,用 $0.2''$ 电子水平仪测量了柔轮在不同载荷作用下的角度变形量,给出了一组柔轮理论变形量与实际变形量的对比数据。当加载载荷为 $0.88\text{ N}\cdot\text{m}$ 时,理论计算值和实测平均值的差值为 $1.85''$ 。结果表明,实验结果与弹性力学建模和有限元建模的两种分析结果基本一致。

关键词:摩擦传动;柔轮;微小变形;变形精度

中图分类号:TH132.2 **文献标识码:**A

Accuracy analysis of flexible wheel in frictional transmission with great speed ratio

ZHANG Jing-he, ZHANG Shun-guo, LONG Jian, HE Yuan-xin

(Center for Precision Engineering, School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: In order to eliminate the deformation and improve transmission precision, the simulation method for deformation of flexible wheel is researched under actual situation. Under the condition of the load torque of great speed ratio frictional transmission in $2\text{ N}\cdot\text{m}$ and the transmission ratio in 200, the flexible wheel is modeled with elastic mechanics theory and finite element method, and its different amounts of deformation caused by different loads are analyzed by ANSYS software. A device for testing deformation of flexible wheel is designed to use for an actual measurement and the angle amounts of deformation by different loads are tested with a $0.2''$ electronic leveler. The tested results indicate that the difference between the theoretical values and practical one is about $1.85''$ when the load is $0.88\text{ N}\cdot\text{m}$, which shows that the experimental results are coincident with that analysed by elasticity and FEM.

Key words: frictional transmission; flexible wheel; micro-deformation; deformation accuracy

1 引言

摩擦传动以其传动精度高、传动平稳性好而被广泛用于超精密传动系统中^[1],目前精密仪器中经常使用的摩擦传动有正交摩擦传动和扭轮摩擦传动^[2],这些摩擦传动一般都不能实现大传动比和提高分辨率。谐波齿轮传动是 60 年代发展起来的精密传动机构^[3],由于其体积小、减速比大、质量轻等一系列优点,应用极其广泛^[4];谐波齿轮传动最大的缺点是,柔轮元件是形状比较特殊的薄壁件,工艺性较差,高精度齿型加工困难^[5]。在现实工作中,急需一种传动精度高、传动速比大的摩擦传动机构。

大速比摩擦传动是本文介绍的一种新型传动机构,其传动原理与谐波齿轮的传动原理基本相同,传动器的主要部件是:柔轮、波发生器和刚轮。传动原理是,波发生器在电机的带动下做圆周运动,迫使柔轮在钢轮上无滑动的滚动,这时在柔轮上的任一点随波发生器的角位移形成一个上、下、左、右对称的谐波波,故也称为“谐波传动”^[3]。国内外的文献中有提起过摩擦谐波传动的构思^[6-7],但很少有应用研究的报道。本文将介绍大速比摩擦传动中柔轮元件的变形分析,仅供读者参考。

2 大速比摩擦传动的柔轮设计

大速比摩擦传动机构是用摩擦传动代替齿轮传动的谐波传动机构,不但具有齿轮谐波传动的优点,而且还克服了齿轮谐波传动中柔轮元件工艺性差、加工难度大、传动比有局限性、传动有振动、传动精度低等缺点,如图 1 所示。因为是摩擦传动,该机构传动时没有齿轮间隙、虚动量和振动,也比齿轮传动有更高的传动精度,可广泛用于超精密仪器和设备中的传动系统。

在大速比摩擦传动中,柔轮是传动机构的关键件,承受负载力矩、扭曲变形和压力应变等外力作用,故对其进行强度及精度分析是极为必要的。

大速比摩擦传动机构中的柔轮与谐波齿轮传动机构中的柔轮基本相同,它们的设计也比较接近,只不过大速比摩擦传动的柔轮没有齿轮的一些参数设计,结构更加简化,加工更为方便。在设计柔轮时,依据已知的负载转矩 M_0 和传动比 i

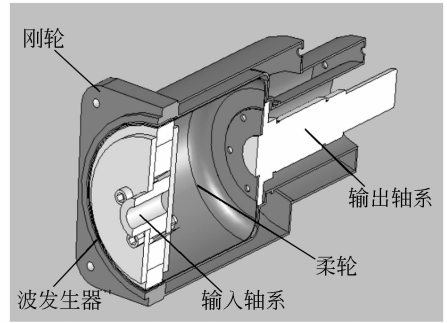


图 1 大速比摩擦传动机构结构

Fig. 1 Structure of friction transmission device with high-speed-ratio

用经验公式计算出柔轮下列参数:

柔轮直径 d_0 :

$$23.6e^{+0.0221d_0} + 1150(1.5 - id_0) - M_0 \geq 0$$

d_0 用图形求解的方法可以很方便得出^[8];

柔轮长度: $L \approx (0.7 \sim 1.2)d_0$;

柔轮壁厚: $\delta = (0.01 \sim 0.0145)d_0$ ^[9];

其它的尺寸可以用结构设计的方式来确定。

本文讨论的大速比摩擦传动负载力矩为 $2 \text{ N} \cdot \text{m}$,传动比为 $i=200$,考虑到加工方便,设计取柔轮的外径 d_0 为 $\Phi 79.5 \text{ mm}$,柔轮壁厚 δ 为 0.7 mm ,柔轮长度 L 为 85 mm ,柔轮结构如图 2 所示。

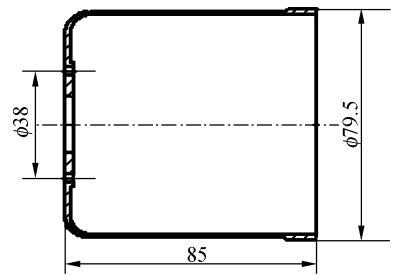


图 2 设计的柔轮

Fig. 2 Designed flexible wheel

3 柔轮变形分析的理论建模

用弹性力学理论建立数学模型并用 ANSYS 软件建立了图形模型,分别计算在不同载荷作用下柔轮的扭曲变形。

3.1 弹性力学建模分析

柔轮是一个空心圆柱形的薄壁件,在扭曲变

形时,可以简化为同心圆管的扭转问题^[10]。设同心圆管的外半径为 d_0 ,内半径为 d_1 ,根据应力函数在外边界处为零的条件,可以取:

$$\phi = \frac{1}{2}(d_0^2 - r^2) = \frac{1}{2}(d_0^2 - x^2 - y^2), \quad (1)$$

因截面是双连通域,所以 ϕ 在内边界的值 $\phi|_{r=d_1} = K_1$,由公式:

$$\oint_{r_1} \frac{\partial \phi}{\partial n} ds = -2\Omega_1, \quad (2)$$

因 $dn = dr$,故:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = \lim_{r \rightarrow d_1} \left[\frac{\frac{1}{2}(d_0^2 - r^2) - K_1}{r - d_1} \right], \quad (3)$$

代入式(2)得:

$$\int_0^{2\pi} \lim_{r \rightarrow d_1} \left[\frac{\frac{1}{2}(d_0^2 - r^2) - K_1}{r - d_1} \right] d_1 d\theta = -2\pi d_1^2, \quad (4)$$

积分并消去有关项后得:

$$K_1 = \lim_{r \rightarrow d_1} [d_1(r - d_1) + \frac{1}{2}(d_0^2 - r^2)] = \frac{1}{2}(d_0^2 - d_1^2), \quad (5)$$

求得抗扭刚度为:

$$D = 2 \int_{\Omega} \phi d\Omega + 2K_1\Omega_1 = \frac{\pi}{2}(d_0^4 - d_1^4), \quad (6)$$

从而可以算出柔轮的扭转角:

$$\alpha = \frac{M}{GD} = \frac{2M}{G\pi(d_0^4 - d_1^4)} = \frac{2M}{G\pi(1 - \lambda^4)d_0^4}, \quad (7)$$

式中, M ——扭矩($N \cdot m$);

G ——剪切弹性模量。

取柔轮外圆半径 $d_0 = 39.75 \text{ mm}$,内圆半径 $d_1 = 39.05 \text{ mm}$;该柔轮用钢为材料,弹性模量 $E = 206 \text{ GPa}$,泊松比 $\mu = 0.25$ 。

3.2 ANSYS 软件建模分析

ANSYS 软件的静力分析可用于分析结构的静态行为,可以考虑结构的线性及非线性特性;利用 ANSYS 软件的预处理功能可以直接在 ANSYS 环境中建立柔轮的有限元模型,也可以通过 Pro-E、UG、I-DEAS、Solidworks 等 CAD/CAM 软件强大的几何建模功能方便快速地建立柔轮的几何模型,再转换成数据文件输入到 ANSYS 软件中生成有限元模型^[11-13]。本文中柔轮模型是在 ANSYS 环境中直接生成的,选用单元 Shell63,在不同的厚度处定义不同的截面厚度,在 ANSYS 中建立的柔轮模型如图 3 所示。

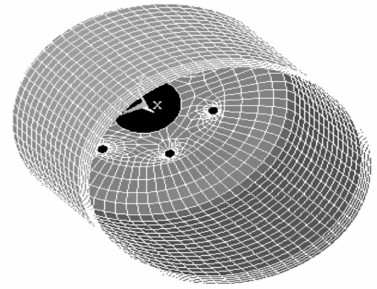


图 3 柔轮的 Ansys 建模

Fig. 3 Ansys model of flexible wheel

在 ANSYS 中柔轮模型加载 $2.65 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时,计算的柔轮变形如图 4 所示。

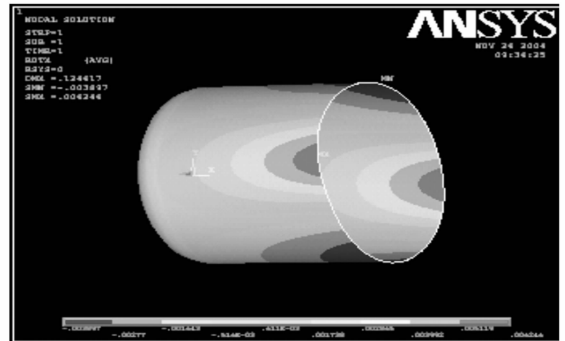


图 4 加载 $2.65 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时柔轮的变形

Fig. 4 Deformation of flexible wheel under $2.65 \text{ N} \cdot \text{m}$ load

4 柔轮变形测量装置的设计

大速比摩擦传动正常工作时,柔轮与输出轴之间是相对静止的,可以认为柔轮被固定在输出轴上;波发生器挤压柔轮使柔轮的端口变成一个椭圆,在波发生器转动时总是椭圆长轴处与刚轮摩擦,形成一个力偶来带动负载。为了使柔轮测量状态与实际工作状态相近,测量时,必须使柔轮处于力偶负载状态下测量。依据这条原则,设计了柔轮变形测量装置,如图 5 所示。把柔轮的封闭边固定在高刚性的支撑架上,在柔轮的开口端加固一条横梁,横梁与柔轮的紧固条件与柔轮的工作条件相同,在横梁的两边加载两个大小相等、方向相反的力,即形成一个力偶。把 $0.2''$ 的电子水平仪置放于横梁之上,在没有加载力偶时,电子

水平仪处于相对“0”状态,随着力偶的不断加大,柔轮产生了角位移,电子水平仪记录了相应的角度变化。多次重复测量,得到一组测量数据如表 1。

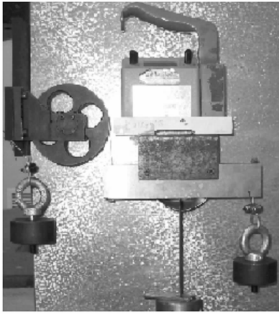


图 5 柔轮变形测量装置

Fig. 5 Testing device for flexible wheel deformation

本测量装置需要注意的事项有:滑轮能自由转动,保证两边的力大小相等;必须保持挂重物的钢绳与横梁垂直;柔轮封闭端一定要完全紧固在支撑架上,不能有偏转;由于横梁、电子水平仪、加载物体的重量较大,引起柔轮变形而改变测量状态,需要在横梁中间加一个圆头顶针作为辅助支撑^[14]。

表 1 实际测量结果

Tab. 1 Results of actual measurement

载荷 (N·m)	变形量 (×0.2°)	载荷 (N·m)	变形量 (×0.2°)
0.88	35	0.88	36
2.65	110	2.65	113
5.29	228	5.29	229
8.11	356	8.11	345
0.88	35	0.88	36
2.65	108	2.65	113
5.29	220	5.29	229
8.11	350	8.11	349
0.88	34	0.88	35
2.65	108	2.65	112
5.29	221	5.29	224
8.11	348	8.11	343
0.88	34	0.88	35
2.65	107	2.65	111
5.29	220	5.29	229
8.11	344	8.11	348

5 柔轮变形的测试

进行柔轮变形测试时,在没有加载的情况下,先用水平仪调节横梁使其基本水平,保证加载的力偶与横梁垂直。加载后,可以认为横梁是刚性的,水平仪的变化量就认为是柔轮扭曲变形的角度。分别加载载荷 0.88、2.65、5.29、8.11 N·m,实验数据见表 1。

不同载荷作用下,柔轮变形平均值与用弹性力学理论及有限元 ANSYS 软件分别建模计算的变形结果见表 2。

表 2 理论计算值和实测平均值

Tab. 2 Theoretical values and mean measuring values

所加载荷 (N·m)	弹性力学建模 (°)	有限元建模 (°)	实际测试值 (°)
0.88	8.85	7.50	7.0
2.65	26.57	22.49	22.4
5.29	53.13	44.91	45.0
8.11	81.42	68.97	69.6

6 结 论

结果表明,实验结果与弹性力学建模和有限元建模的两种分析结果基本一致,其中弹性力学的相差稍大,这是由于建的数学模型与实际加载有一定的区别。

当加载载荷 0.88、2.65、5.29、8.11 N·m 时,理论计算值和实测平均值的差值分别为 1.85°、4.17°、8.13°、11.82°。

对柔轮扭曲来说,这些结果验证了弹性力学和有限元建模的简化和假定是可行的,理论结果是可信的,进行的实验及得到的实验结果是正确的。从上面的实验可以得出以下结论:

(1)柔轮在不超出弹性变形的载荷作用下,其变形随载荷线性变化,理论上可以用弹性力学来模拟。

(2)柔轮在相同载荷作用下,扭曲变形量是相同的,加载或卸载时引起的变形会影响传动精度。

(3)实验数据比弹性力学模型计算得到的变形小,在加工误差范围之内;理论计算值可设置在驱动系统的控制程序中,通过软件消除变载时的

扭曲变形误差,从而提高传动系统精度。

(4)分析大速比摩擦传动机构的柔轮扭曲变

形对精度的影响,也可以用来分析齿轮谐波传动的柔轮变形对精度的影响。

参考文献:

- [1] 成大先,王德夫,姜勇,等. 机械设计手册(第3卷)[M]. 北京:化学工业出版社,1985:1242-1254.
CHENG D X, WANG D F, JIANG Y, *et al.*. *Mechanical Design Handbook (VOL. 3)* [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 1985: 1242-1254. (in Chinese)
- [2] 戴一帆,李圣怡,罗兵,等. 扭轮摩擦驱动系统研究[J]. 国防科技大学学报,1999,21(2):85-88.
DAI Y F, LI SH Y, LUO B, *et al.*. Research on twist roller friction drive system[J]. *Journal of National University of Defense Technology*, 1999, 21(2): 85-88. (in Chinese)
- [3] MUSSER C W. The Harmonic drive[J]. *Machine Design*, 1960, 32(4): 160-173.
- [4] MAITI, RATHINDRANATH. A novel harmonic drive with pure involute tooth gear pair[J]. *Transactions of the ASME*, 2004, 126(1): 178-182.
- [5] 谢金瑞. 国内外谐波传动的应用与发展[J]. 光学机械, 1979(4): 22-31.
XIE J R. The application and development of harmonic transmission at home and abroad[J]. *Optics and Mechanics*, 1979(4): 22-31. (in Chinese)
- [6] 杨辉,吴明根,董申. 液体静压谐波摩擦传动装置的研制[J]. 制造技术与机床, 2000(4): 16-17.
YANG H, WU M G, DONG SH. The development of hydrostatic harmonic friction transmission device[J]. *Manufacturing Technology & Machine Tool*, 2000(4): 16-17. (in Chinese)
- [7] HAN S J, SE H O. A study on stress and vibration analysis of a steel and hybrid exspline for harmonic drive[J]. *Composite Structures*, 1999(47): 827-833.
- [8] 崔敏,邓祥明. 谐波传动柔轮的优化设计[J]. 机械工艺师, 2001(6): 23-24.
CUI M, DENG X M. Optimal design of the flexible wheel of harmonic gear drive[J]. *Machinery Manufacturing Engineer*, 2001(6): 23-24. (in Chinese)
- [9] 黄文亮,张小熙. 谐波齿轮传动中的柔轮设计与工艺[J]. 机械制造, 1995(3): 4-5.
WANG W L, ZHANG X X. The design and process of the flexible wheel in harmonic gear drive[J]. *Machinery Manufacture*, 1995(3): 4-5. (in Chinese)
- [10] 程昌钧,王颖坚,马文华,等. 弹性力学[M]. 北京:高等教育出版社,1999:260-264.
CHENG CH J, WANG Y J, MA W H, *et al.*. *Elastic Mechanics* [M]. Beijing: Higher Education Press, 1999: 260-264. (in Chinese)
- [11] 辛洪兵,何惠阳,张承嘉,等. 四齿差谐波齿轮传动的运动学特征[J]. 光学精密工程, 1999, 7(2): 57-61.
XIN H B, HE H Y, ZHANG CH J, *et al.*. Kinematical features of four tooth difference harmonic drive[J]. *Optics and Precision Engineering*, 1999, 7(2): 57-61. (in Chinese)
- [12] 有限元分析软件—ANSYS 融会与贯通[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2002:205-230.
Finite Element Analysis Software—Digestion and Comprehension in Ansys [M]. Beijing: China Water Resources and Hydropower Construction Press, 2002: 205-230. (in Chinese)
- [13] 王延凤,李书功,谢涛. 谐波齿轮传动柔轮有限元力学分析及结构参数改进[J]. 光学精密工程, 2005, 13(增): 86-90.
WANG Y F, LI SH G, XIE T. Finite element mechanics analysis of flexspline in harmonic driver and improvement of structural parameter[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2005, 13(Supp.): 86-90. (in Chinese)
- [14] 张一科. 谐波齿轮传动筒形柔轮应力的实验分析方法[J]. 光学精密工程, 1989(5): 46-54.
ZHANG Y K. The experimental stress analysis for the tube flexible spline of harmonic gear drive[J]. *Opt. Precision Eng.*, 1989(5): 46-54. (in Chinese)