

基于ABAQUS的谐波减速器装配及运转过程中柔轮的力学响应分析^①

杨健 田洪宇 陈立杰 江铁强
(厦门大学航空航天学院 福建厦门 361005)

摘要: 该文设计了一种谐波减速器,基于ABAQUS建立了谐波齿轮减速器的三维有限元模型,采用接触非线性分析,分别进行了装配和动态运转过程的仿真,以获得谐波齿轮减速器关键柔性件柔轮的应力应变响应。计算结果说明:由于轴承滚珠的作用,在柔轮长轴处的齿圈中与分布滚珠相对应的位置,因变形不均匀而产生较大的应力集中;装配后柔轮最大应力位于齿根处,在动态运转状态下最大应力位于齿宽中间位置的齿顶啮入接触处。该结果对谐波齿轮减速器的结构设计改进提供了一个重要的参考。

关键词: 谐波减速器 装配 动态运转 有限元方法 接触非线性

中图分类号: TP391

文献标识码: A

文章编号: 1674-098X(2017)05(c)-0092-03

谐波齿轮传动是利用柔轮的弹性变形来实现运动与动力传递,它具有结构紧凑、传动比大、啮合齿数多、重量轻等优点,被广泛应用于航空航天等领域。其中柔轮的疲劳磨损是较为常见的一种失效形式。柔轮作为谐波齿轮减速器的关键件,其在装配及运转过程中的力学响应关系到减速器的使用寿命。

在谐波齿轮减速器的应力应变响应的有限元仿真中,辛洪兵等^[1]分析了齿差系数对结构力学响应特性的影响,认为齿差系数为2的谐波传动可以降低动负荷。张超等^[2]对柔轮进行了疲劳寿命计算,但其计算是基于静态结构分析,且把柔轮齿圈简化为当量厚度的光壳,存在一定的问题。Chunjian Liu等^[3]把波发生器简化为凸轮后分析了柔轮的应力分布,Huimin Dong等^[4,5]研究了柔轮的弹性变形特性及对柔轮齿廓参数进行了优化。严锋等^[6]以瞬态分析为基础进行了柔轮的疲劳分析,认为柔轮杯口内壁与波发生器接触处是损伤最为严重的部位。但笔者在谐波齿轮减速器加速寿命实验中发现:柔轮的齿圈上齿宽中间部分(与分布滚珠相对

应的位置)磨损最为严重,其疲劳磨损是造成最终失效的原因。Kayabas^[7]考虑了柔轮的使用寿命,基于有限元法对齿形参数进行了优化设计。Chuang Zou等^[8]单独对柔轮进行建模,计算了变形和应力分布状况。这些研究的模型过于简化,忽略了以下问题:(1)轴承滚珠是引起柔轮应力集中的主要因素;(2)刚轮齿廓对柔轮具有约束作用,需要更准确的动态运转状态分析;(3)柔轮运转一个周期的应力状态变化决定了它的疲劳寿命。

因此,该文设计了谐波齿轮减速器并对整体结构进行了三维建模,对减速器的装配过程和动态运转过程进行有限元仿真,从而获得关键零件的应力应变响应等信息。

1 谐波齿轮减速器的建模

谐波齿轮减速器由柔轮、刚轮、波发生器三部分构成。柔轮与刚轮的齿廓采用含变位系数的渐开线形式,凸轮为标准椭圆并近似认为是刚体,各元件的基本参数如表1所示,材料的基本力学性能如表2所示^[9-10]。波发生器结构简化为:

表1 谐波齿轮减速器的主要参数

参数名称及符号	数值	参数名称及符号	数值
模数 m	0.2	柔轮齿根圆直径 D_{r1} (mm)	40.76
压力角 α	20°	柔轮齿顶圆直径 D_{a1} (mm)	41.46
齿顶高系数 h_a	1	刚轮齿根圆直径 D_{r2} (mm)	42
顶隙系数 c	0.35	刚轮齿顶圆直径 D_{a2} (mm)	41.5
柔轮齿数 z_1	200	柔轮齿圈部分壁厚 δ (mm)	0.38
刚轮齿数 z_2	202	柔轮筒体部分壁厚 δ_1 (mm)	0.3
齿宽 B (mm)	9	杯长 L /mm	24
柔轮变位系数 x_1	3.25	滚珠数 N	21
刚轮变位系数 x_2	3.05	滚珠半径 r (mm)	2

① 基金项目: 本研究受国家自然科学基金(项目编号: No. 51475396)、国家重点基础研究发展计划(973计划)(项目编号: No. 2013CB733004)资助。

表2 谐波齿轮减速器各部件的材料参数

部件	材料	弹性模量 E (GPa)	泊松比 μ	密度 ρ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	屈服极限 σ_b (MPa)
轴承	ZGCr15	208	0.29	7 810	2 155
柔轮	30CrMnSiA	196	0.3	7 750	1 055
刚轮	40Cr	211	0.277	7 870	980

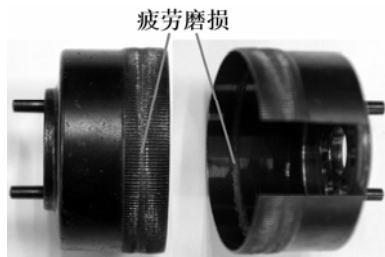


图1 谐波减速器加速寿命实验中失效的柔轮

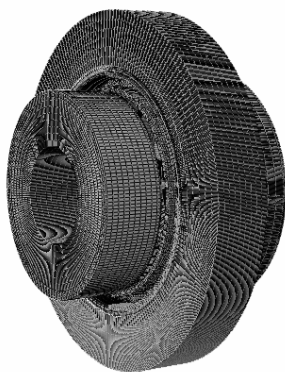


图2 谐波齿轮减速器的有限元模型

(1)因轴承保持架不承受外载荷,将其忽略;(2)滚珠与内圈固定为一体,以减少计算量;(3)凸轮一侧倒角 $R_c=1.5 \text{ mm}$ 。

以初始状态时凸轮轴向为Z轴,短轴为x轴,长轴为y轴。采用8节点6自由度六面体缩减积分实体单元C3D8R,对模型进行网格划分,单元总数约为35.4万,如图2所示。

2 装配应力分析

由于装配过程将产生较大变形,因而采用隐式动力学分析,并设置几何非线性。为减少接触分析计算量,将凸轮设置为刚体。因轴承内圈跟随凸轮一起运动而简化为固接在一起;轴承内圈与滚珠固接。接触对设置包括:滚珠-轴承外圈内表面(摩擦系数0.001)、轴承外圈外壁-柔轮内壁(摩擦系数0.5)、凸轮外表面-轴承内圈内表面(摩擦系数0.1)、柔轮齿面-刚轮齿面(摩擦系数0.1)。设置刚轮为完全约束,对柔轮杯底、轴承内圈端面、外圈端面进行轴向和转动约束。对凸轮施加轴向位移10.5 mm,以完成装配过程的仿真,得到关键柔性件柔轮的应力分布,如图3所示。

结果表明:受到凸轮的挤压作用后,柔轮齿圈在凸轮长轴对应的位置应力最大,为625.614 MPa,齿圈最小应力点位于与长轴成 45° 角的位置。柔轮齿圈与凸轮的长轴对应的位置中间,当凸轮压入滚动球轴承后,由于滚珠的作用,造成局部变形的不均匀,从而产生了明显的应力集中区,如图4所示:正长轴方向有3处,负长轴方向有4处。装配时,柔轮的最大应力点位于凸轮正长轴方向上的应力集中区轮齿的齿根

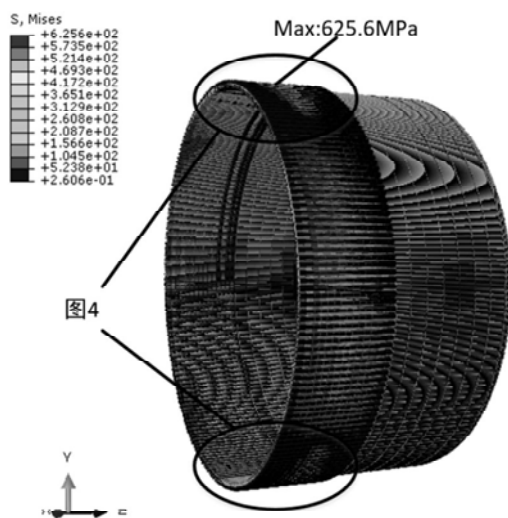


图3 谐波齿轮减速器的装配应力

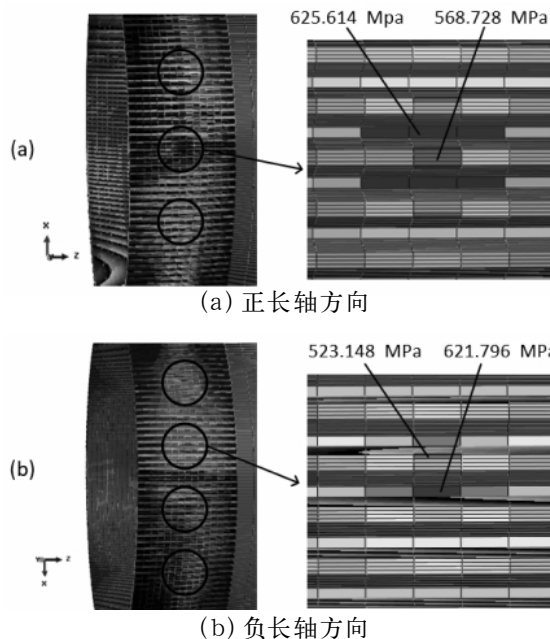


图4 长轴应力集中情况

位置。

3 动态运转时的应力分析

谐波齿轮减速器的传动是靠柔轮的柔性变形来实现的。完成上述装配后,以凸轮为输入,柔轮杯底为输出。设置刚轮为完全约束,柔轮杯底为轴向约束,内圈为轴向和转动约束(为简化求解而设置),外圈为轴向约束,接触对设置同第3节。对凸轮施加的转速为 $v_c = 100^\circ/\text{s}$ 。

采用隐式动力学分析得到动态运转时的谐波齿轮减速器的Mises应力分布如图5所示。可见:应力分布不再是对称的,柔轮的最大应力点位于啮合齿面的齿顶处,且在整個齿

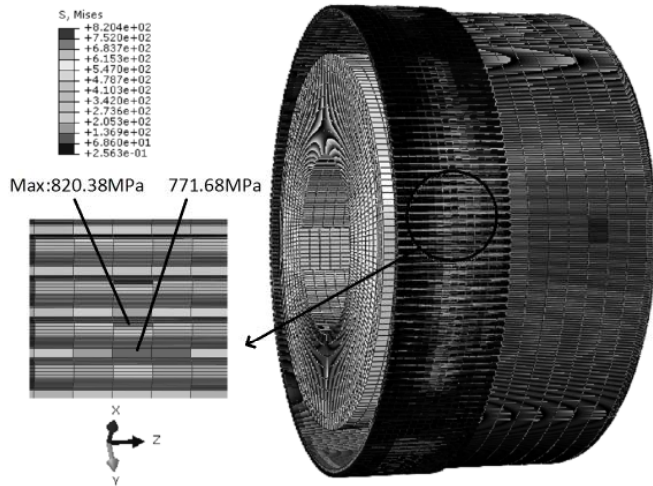


图5 柔轮的Mises应力分布

宽的中间齿圈与轴承滚珠接触的环形区域,最大Mises应力为820.04 MPa。与装配过程相比,位置发生了较大变化。由于实际运转过程中,应力集中区域位于齿宽中间位置的齿顶处,该区域将容易产生接触疲劳磨损。该结论与笔者的加速寿命实验中柔轮破坏情况相一致(见图1)。因此验证了该模型计算方法的正确性。

应力集中系数 K_t 为:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (1)$$

σ_{max} 为最大应力;

σ_n 为参考应力值,该文定义为轴向所有单元的平均Mises应力值。

平均应力集中系数定义为一个啮合-脱离周期下所有瞬时 K_t 的平均值,

$$\bar{K}_t = \sum_{j=1}^n K_{tj} \quad (2)$$

其中, n 为一个啮合-脱离周期的时间分割段, $n=180$,得到最大应力单元的 \bar{K}_t 值为2.612 4。计算结果表明:在轴承滚珠的作用下,滚珠附近区域的应力集中较严重,齿顶的应力集中程度比齿根大得多。

4 结论

(1)该文设计了一种谐波齿轮减速器,实现了对模型的合理简化处理。

(2)装配过程中,柔轮沿凸轮长轴方向位置受到凸轮和轴承滚珠的共同挤压作用后,形成7个明显的应力集中区,此时最大应力点位于齿根处。在动态运转时,应力集中区域位于齿宽中间位置的齿顶处,因此该区域将容易产生接触疲劳磨损。该结论与笔者的加速寿命实验中柔轮破坏情况相符。

(3)柔轮齿在一个啮合-脱离周期内,齿顶最大应力单元的瞬时平均值为2.612 4,齿顶的应力集中程度比齿根大得多。

参考文献

[1] 辛洪兵.柔轮齿圈应力的有限元分析[J].机械科学与技

术,2003,22(4):558-559.

[2] 张超,王少萍,邵靖宇.基于ANSYS的谐波齿轮减速器疲劳寿命仿真分析[J].液压气动与密封,2012(8):72-74.

[3] Chunjian Liu,Lijie Chen,Cheng Wei.Deformation and Stress Analysis of Flexspline in Harmonic Drive based on Finite Element Method[J].International Journal of Science,2015,2(1):96-100.

[4] Huimin Dong,Zhengdu Zhu,Weidong Zhou,et al.Dynamic Simulation of Harmonic Gear Drives Considering Tooth Profiles Parameters Optimization[J].Journal of Computers,2012,7(6):1419-1436.

[5] Huimin Dong,Deluun Wang.Elastic Deformation Characteristic of the Flexspline in Harmonic Drive[A].Asme/iftomm International Conference on Reconfigurable Mechanisms & Robots[C].2009.

[6] 严锋,杨为,段成财,等.谐波减速器柔轮的疲劳寿命分析[J].现代制造工程,2013(10):17-19.

[7] Oguz Kayabasi,Fehmi Erzincanli.Shape optimization of tooth profile of a flexspline for a harmonic drive by finite element modelling[J].Materials & Design,2007,28(2):441-447.

[8] Chuang Zou,Tao Tao,Gedong Jiang,et al.Deformation and Stress Analysis of Short Flexspline in the Harmonic Drive System with Load[A].International Conference on Mechatronics and Automation[C].Takamatsu,Japan,2013.

[9] 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.

[10]MH.Ivanov.Harmonic gear drives[M].Moscow:Visajas Kola Press,1981:71-73.