

采用瞬态有限元及加速寿命试验的 谐波减速器时变可靠度评估方法

张弦^{1,2}, 姜歌东^{1,2,3}, 梅雪松^{1,2,3}, 张豪^{1,2}

(1. 西安交通大学陕西省智能机器人重点实验室, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安;
3. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了准确预估谐波减速器疲劳失效寿命,提出了一种谐波减速器时变可靠度评估方法。首先,建立了考虑动态接触干涉的谐波减速器整机瞬态动力学有限元分析模型,解决了谐波减速器柔轮危险位置处动态应力的求解问题;然后,进行谐波减速器加速寿命试验,结合寿命失效样本和最大似然估计,解决了强度退化参数的准确估计问题;其次,提出了结合剩余强度模型、随机摄动法和Edgeworth级数的谐波减速器时变可靠度评估方法;最后,以XB-60谐波减速器为算例,有限元分析和寿命失效样本均显示柔轮齿圈后端齿根处为应力集中的危险位置,与基于等效圆壳静应力或经验退化参数的可靠度评估方法相比,采用瞬态有限元及加速寿命试验的谐波减速器时变可靠度评估方法寿命预测误差最小,同时通过引入调整因子,提出的方法可应用至不同载荷下的谐波减速器时变可靠度评估。

关键词: 谐波减速器;时变可靠度;瞬态有限元;强度退化;加速寿命试验

中图分类号: TH132.43 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202004001 **文章编号:** 0253-987X(2020)04-0001-09



OSID 码

Time-Dependent Reliability Evaluation Method of Harmonic Drive with Transient Finite Element and Accelerated Life Test

ZHANG Xian^{1,2}, JIANG Gedong^{1,2,3}, MEI Xuesong^{1,2,3}, ZHANG Hao^{1,2}

(1. Shaanxi Key Laboratory of Intelligent Robots, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

3. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A time-dependent reliability evaluation method is proposed to predict the failure life of harmonic drive precisely. Considering the dynamic contact interference, a transient dynamic finite element model of harmonic drive is established to solve dynamic stress at the critical position of flexspline in harmonic drive. The accelerated life tests of harmonic drive are conducted, and degradation parameters are identified by failure life samples via maximum likelihood estimation. Combined with residual strength model, stochastic perturbation method and Edgeworth series, the time-dependent reliability evaluation method of harmonic drive is proposed. Taking the XB-60 harmonic drive as a case study, both finite element analysis and failure life samples show that the critical position of stress concentration is at the tooth root of rear section of gear ring in flexspline. Compared with the time-dependent reliability methods with equivalent circular-shell

static stress or empirical degradation parameters, the proposed time-dependent reliability evaluation method with transient finite element and accelerated life test has the smallest prediction error of failure life, and this method can be applied to the time-dependent reliability evaluation of harmonic drive under different loads by adding adjustment factor.

Keywords: harmonic drive; time-dependent reliability; transient finite element; strength degradation; accelerated life test

谐波减速器是工业机器人易损零部件,其可靠性是决定工业机器人平均无故障工作时间的主要因素。目前,国产谐波减速器的可靠性和使用寿命与进口谐波减速器存在较大差距,不能满足日益增长的工业机器人市场需求。可靠度是衡量谐波减速器可靠性和寿命的重要指标,研究谐波减速器可靠度的影响因素和评估方法,对提高国产谐波减速器可靠性和市场占有率具有重要意义。

谐波减速器柔轮承受周期性弹性大变形,循环受载下柔轮强度会产生疲劳损伤,柔轮疲劳断裂是谐波减速器最常见的失效形式^[1-2],要准确地预测谐波减速器的强度可靠度,必须考虑谐波减速器柔轮强度退化因素的影响。目前,国内外学者针对谐波减速器可靠度进行了不同程度的研究,例如孙春一等通过可靠指标和模糊理论计算了谐波减速器可靠度^[3],张金洋等基于多项式混沌展开求解了谐波减速器精度可靠度^[4],Zhao等采用响应面法得到了含有谐波减速器的空间机械臂的精度可靠度^[5],但以上文献均未考虑时变和强度退化的影响。

时变可靠度是某部件或系统在运行时间 t 后依旧正常工作的概率^[6]。开展由柔轮强度退化所导致的谐波减速器时变可靠度研究,必须首先得到谐波减速器柔轮危险位置的循环应力,并以此为基础建立强度退化模型。

有限元是求解柔轮应力的常用方法,文献[7-9]通过有限元方法分析了轮齿几何参数、柔轮筒高和齿形对柔轮应力大小及分布的影响。文献[10]利用有限元方法研究了不同载荷下机器人关节短筒谐波减速器的柔轮应力及变形。此外,还可通过将柔轮等效为圆柱壳体利用静态平衡方程得出柔轮应力的解析解^[11-12]。上述文献得到的柔轮应力均为波发生器固定、柔轮输出端加载恒定扭矩下的静态应力分布,不适用于疲劳分析,为得到谐波减速器柔轮危险位置的循环应力,必须解决谐波减速器连续运转时柔轮动态应力的瞬态有限元求解问题。

目前在机械零部件时变可靠度研究中,采用的强度退化模型主要包括:确定性退化和随机退

化^[13]、幂函数退化^[14]、指数退化^[15]等模型。这些模型的退化参数一般通过经验值确定,会影响预测的准确性,因此本文考虑通过寿命试验来估计相应的退化参数。目前,谐波减速器寿命试验研究均在模拟热真空环境中进行^[16-18],因此需要开展大气环境下的谐波减速器寿命试验。

为了解决谐波减速器时变可靠度研究中存在的柔轮动态应力求解和退化参数准确估计问题,本文通过瞬态有限元计算谐波减速器柔轮危险位置应力,采用加速寿命试验估计强度退化参数。在此基础上,研究基于剩余强度的谐波减速器时变可靠度评估方法,实现了不同载荷水平下谐波减速器时变可靠度的评估。

1 瞬态动力学有限元求解方法

1.1 谐波减速器网格划分

谐波减速器由波发生器、柔轮、刚轮3大部分组成。将波发生器简化为由椭圆凸轮等距曲线构成的弹性结构,将柔轮和刚轮建模为具有内外轮齿的弹性结构,同时忽略圆角、倒角、法兰孔等不必要的模型细节,建立不考虑变形的谐波减速器整机三维模型,利用有限元前处理软件 HyperMesh 进行网格划分。由于谐波减速器刚轮和柔轮的轮齿较小,且刚柔轮齿圈为应力分析的重点关注部位。为减小整体网格规模,对谐波减速器的刚柔轮齿圈、柔轮齿圈与波发生器的接触部位采用细网格,对柔轮筒体等结构采用粗网格,粗细网格之间采用过渡网格,划分后的谐波减速器整机有限元网格模型如图1所示。

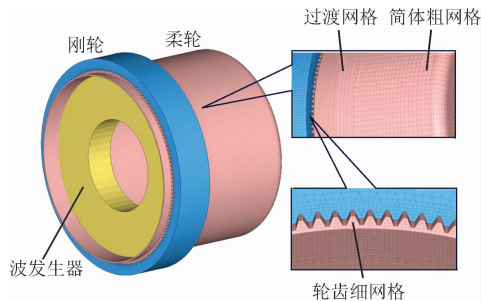


图1 谐波减速器整机有限元网格模型

1.2 边界条件定义

1.2.1 柔性部件初始干涉处理 谐波减速器主要依靠由波发生器挤压产生的柔轮周期性弹性变形传动,因此波发生器和柔轮之间采用过盈配合,而且过盈量较大,往往几百 μm 。由于初始建模时以变形前的尺寸建立谐波减速器的三维模型,故装配后刚柔轮之间、波发生器与柔轮之间均会产生较大的干涉。在谐波减速器瞬态有限元分析中,谐波减速器的接触干涉区域在整个圆周内动态变化,由此产生的大范围动态接触干涉极易在有限元求解中导致负体积错误和收敛困难。

为了解决上述问题,在瞬态有限元模型中引入两个辅助块,两个辅助块的生成过程如图2所示。将椭圆凸轮波发生器沿短轴分成两半,并将这两个半椭圆凸轮沿长轴方向分别向中心 O 移动 Δx (波发生器挤压柔轮产生的径向变形量),从而得到两个辅助块。在初始位置,用两个辅助块替代波发生器,即可避免波发生器外圈与柔轮的接触干涉。

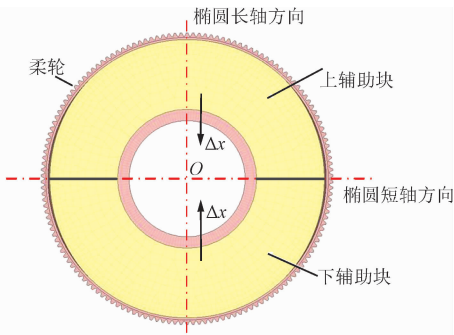


图2 辅助块示意图

1.2.2 约束、接触及加载定义 在 HyperMesh 中,设置谐波减速器的刚轮外表面固支,柔轮和波发生器的中心内孔采用轴向位移约束。同时,上、下辅助块与柔轮,波发生器与柔轮,刚轮与柔轮之间的接触均设置为面面接触。

加载类型为两种:一种是变形,一种是载荷。

(1) 柔轮装配变形:首先将凸轮波发生器定义为死单元,将两个辅助块定义为生单元,辅助块与柔轮相互接触生效,对上、下辅助块分别施加向上和向下的位移 Δx ,使柔轮产生变形。然后,将辅助块设置为死单元,将凸轮波发生器设置为生单元,波发生器与柔轮接触生效,完成波发生器与柔轮的装配。

(2) 扭矩转速加载:在柔轮输出端施加负载扭矩,在椭圆凸轮波发生器输入端施加转速。

1.3 瞬态动力学有限元求解

在谐波减速器瞬态动力学求解中,波发生器与

柔轮内壁接触、刚柔轮齿接触均动态变化,由于柔轮存在非线性大变形,容易引起求解收敛困难,因此本文选择显式算法(中心差分法)进行动力学分析求解。将 HyperMesh 中的瞬态有限元模型输出为 k 文件,并将其提交至 ANSYS 中的 Ls-Dyna 显式求解器进行瞬态动力学求解,求解完成后可通过 LS-PrePost 进行后处理。

2 可靠度评估方法

2.1 谐波减速器强度退化模型

在循环载荷作用下,材料会产生疲劳损伤,同时材料中的初始缺陷也会随着时间进一步扩大,进而造成单调且不可逆转的材料强度退化,导致零件可靠度降低。本文基于幂函数退化的剩余强度模型描述谐波减速器柔轮的强度退化^[19],柔轮弯曲和剪切疲劳极限的剩余强度为

$$R_w(n) = R_{w0} - (R_{w0} - \sigma_{ew})(n/N_{ew})^{c_1} \quad (1)$$

$$R_j(n) = R_{j0} - (R_{j0} - \sigma_{ej})(n/N_{ej})^{c_2} \quad (2)$$

式中: R_{w0} 、 R_{j0} 为弯曲和剪切疲劳极限的初始强度; c_1 、 c_2 为弯曲和剪切疲劳极限的退化参数; n 为应力循环次数; σ_{ew} 、 N_{ew} 为周向正应力的等效对称循环应力及其循环次数; σ_{ej} 、 N_{ej} 为剪应力的等效对称循环应力及其循环次数。

由于瞬态有限元求解得出的周向正应力和剪应力不是对称循环应力,因此疲劳强度退化时需要将其转化为对称循环应力。根据 Goodman 疲劳公式^[20],周向正应力和剪应力的等效对称循环应力为

$$\sigma_{ew} = \sigma_{a0} R_{w0} / (R_{w0} - \sigma_{m0}) \quad (3)$$

$$\sigma_{ej} = \tau_{a0} R_{j0} / (R_{j0} - \tau_{m0}) \quad (4)$$

式中: σ_{a0} 、 τ_{a0} 为周向正应力和剪应力的幅值; σ_{m0} 、 τ_{m0} 为周向正应力和剪应力的均值。等效对称循环应力相应的循环次数可通过 S-N 曲线得到

$$N_{ew} = (R_{w0} / \sigma_{ew})^m \times 10^7 \quad (5)$$

$$N_{ej} = (R_{j0} / \sigma_{ej})^m \times 10^7 \quad (6)$$

式中: m 为零件的材料参数。

由于不同载荷水平下的强度退化轨迹不同,式(1)(2)中的强度退化参数仅适用于其相应的寿命试验载荷水平。同时,寿命试验耗时费力,成本较高,不同载荷下的谐波减速器疲劳失效样本非常有限。因此,本文在强度退化中引入调整因子,将某一确定载荷下的退化参数应用至不同载荷下的剩余强度模型中。

设不同载荷下周向正应力和剪应力的幅值为 σ_{a1} 和 τ_{a1} ,周向正应力和剪应力均值为 σ_{m1} 和 τ_{m1} ,用

σ_{a1} 、 σ_{m1} 、 τ_{a1} 、 τ_{m1} 替换式(3)(4)中的 σ_{a0} 、 σ_{m0} 、 τ_{a0} 、 τ_{m0} ，则相应的等效对称循环应力为 σ_{ew1} 、 σ_{ej1} 。根据等效损伤原理，不同载荷下的调整因子 f_w 和 f_j 为

$$f_w = \sigma_{ew1}^m / \sigma_{ew}^m \quad (7)$$

$$f_j = \sigma_{ej1}^m / \sigma_{ej}^m \quad (8)$$

将调整因子代入式(1)(2)表示的剩余强度模型，可得不同载荷下的剩余强度为

$$R_{w1}(n) = R_{w0} - (R_{w0} - \sigma_{ew})(f_w n / N_{ew})^{c_1} \quad (9)$$

$$R_{j1}(n) = R_{j0} - (R_{j0} - \sigma_{ej})(f_j n / N_{ej})^{c_2} \quad (10)$$

2.2 谐波减速器时变可靠度评估方法

在柱坐标系下，谐波减速器柔轮的疲劳强度评估基于危险位置处的周向正应力 σ_θ 、剪应力 $\tau_{\theta z}$ 和轴向正应力 σ_z 。由于 σ_z 相对 σ_θ 和 $\tau_{\theta z}$ 较小，因此轴向正应力被忽略，柔轮危险位置处的应力近似为双向应力状态^[11]。当机械部件处于双向对称循环应力状态时，极限应力之间的关系^[21]为

$$(\tau'_a / \tau_{-1e})^2 + (\sigma'_a / \sigma_{-1e})^2 = 1 \quad (11)$$

式中： τ'_a 为对称循环剪应力的幅值极限； σ'_a 为对称循环正应力的幅值极限； τ_{-1e} 是对称循环剪应力下机械部件的疲劳极限； σ_{-1e} 是对称循环正应力下机械部件的疲劳极限。

式(11)是一个极限应力单位圆的表达式，圆上的每一点都对应着一对对称循环应力幅值极限(τ'_a ， σ'_a)。为了避免超出应力幅值极限，引起失效，对称循环周向正应力和对称循环剪应力的幅值应该位于单位圆内部，故当谐波减速器的状态函数 $g < 0$ 时表示谐波减速器失效，定义为

$$g = S_\sigma S_\tau - \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \quad (12)$$

式中： S_σ 为对称循环正应力作用下的安全系数， S_τ 为对称循环剪应力作用下的安全系数，两个安全系数的表达式为

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_{11}\sigma_{a1} + k_{12}\sigma_{m1}} \quad (13)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_{21}\tau_{a1} + k_{22}\tau_{m1}} \quad (14)$$

其中 σ_{-1} 、 τ_{-1} 为弯曲和剪切疲劳极限， k_{11} 是周向正应力的应力集中系数， k_{12} 是周向正应力常量对疲劳强度的影响系数， k_{21} 是剪应力的应力集中系数， k_{22} 是剪应力常量对疲劳强度的影响系数。

由于材料强度等因素存在不确定性，设谐波减速器的随机变量向量 $\mathbf{X} = (R_{w0}, R_{j0})^T$ ，谐波减速器的失效寿命呈分散状。如果谐波减速器柔轮的疲劳极限 R_{w0} 和 R_{j0} 呈正态分布，则其剩余强度也为随机分布，故用时变性的随机剩余强度 $R_{w1}(n)$ 和 $R_{j1}(n)$

替换式(12)~(14)中的确定性强度 σ_{-1} 和 τ_{-1} ，可得时变状态函数 $g(\mathbf{X}, n)$

$$g(\mathbf{X}, n) = \frac{R_{w1}(n)}{k_{11}\sigma_a + k_{12}\sigma_m} \frac{R_{j1}(n)}{k_{21}\tau_a + k_{22}\tau_m} - \sqrt{\left(\frac{R_{w1}(n)}{k_{11}\sigma_a + k_{12}\sigma_m}\right)^2 + \left(\frac{R_{j1}(n)}{k_{21}\tau_a + k_{22}\tau_m}\right)^2} \quad (15)$$

$g(\mathbf{X}, n)$ 对随机变量向量 $\mathbf{X}$ 的一阶导数为

$$\frac{\partial g(\mathbf{X}, n)}{\partial \mathbf{X}^T} = \left(\frac{\partial g}{\partial R_{w0}} \frac{\partial g}{\partial R_{j0}} \right) \quad (16)$$

根据 $g(\mathbf{X}, n)$ 的一阶导数，利用随机摄动法^[22]，可得到 $g(\mathbf{X}, n)$ 的均值 μ_g 、方差 σ_g^2 、三阶矩 θ_g 和四阶矩 η_g 。根据 Edgeworth 级数^[23]，状态函数输出响应的标准化随机变量 Y 的累积分布函数为

$$F(y) = \Phi(y) - \varphi(y) \left[\frac{1}{6} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_2(y) + \frac{1}{24} \left(\frac{\eta_g}{\sigma_g^4} - 3 \right) H_3(y) + \frac{1}{72} \left(\frac{\theta_g}{\sigma_g^3} \right)^2 H_5(y) \right] \quad (17)$$

式中： $Y = [g(\mathbf{X}, n) - \mu_g] / \sigma_g$ ； $\Phi(y)$ 是标准正态分布函数； $\varphi(y)$ 是标准正态概率密度函数； $H_j(y)$ 是第 j 阶 Hermite 多项式

$$\left. \begin{aligned} H_{j+1}(y) &= yH_j(y) - jH_{j-1}(y) \\ H_0(y) &= 1 \\ H_1(y) &= y \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

因此，谐波减速器的时变可靠度可以表达为

$$\left. \begin{aligned} R(n) &= p(g(\mathbf{X}, n) > 0) = \\ 1 - p(g(\mathbf{X}, n) < 0) &= \\ 1 - F(-\beta(n)) \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

式中： $\beta(n)$ 是可靠指标， $\beta(n) = \mu_g / \sigma_g$ 。

3 基于加速寿命试验的退化参数估计

3.1 谐波减速器加速寿命试验

由于在正常工况下进行可靠性试验往往花费较大且不易实现^[24]，加速寿命试验是经济时间内获得产品失效寿命数据的常用可靠性试验方法^[25]。因此，本文在大气环境下进行谐波减速器加速寿命试验，用于时变可靠性模型的退化参数估计。

如图3所示，加速寿命试验台主要由交流伺服电机、谐波减速器、扭矩传感器、加速度传感器及磁粉制动器等部件组成。其中，谐波减速器直接与交流伺服电机通过联轴器连接，交流伺服电机用于驱动谐波减速器，型号为 SGM7J-08A(YASKAWA)，配套驱动器型号为 SGD7S(YASKAWA)。扭矩传感器用于测试谐波减速器输入和输出端扭矩，型号为 T22(HBM)，输入和输出扭矩传感器量程分别为 5 N·m 和 200 N·m。磁粉制动器用于产生加载扭

矩,型号为 ZKB-20XN(Mitsubishi Electric)。加速度传感器用于采集振动信号,型号为 352C65(PCB),灵敏度为 100 mV/g。

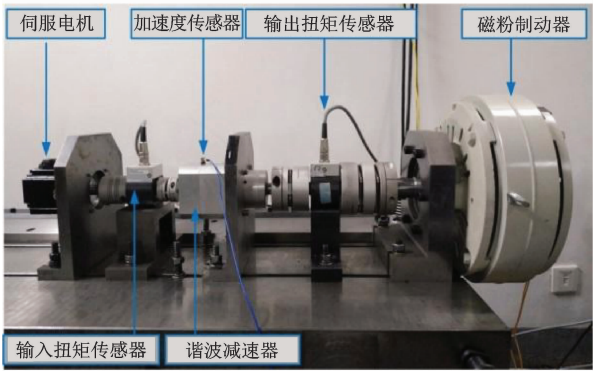


图 3 谐波减速器加速寿命试验台

进行谐波减速器加速寿命试验时,通过上位机控制谐波减速器输入端转速和输出端扭矩,同时通过加速度传感器和 9234(NI)数据采集卡进行采集寿命试验过程中的振动信号。采集程序用 NI LabVIEW 编写,采样频率为 25.6 kHz,采样间隔为 1 min,单次采集时间为 2 s。当采集的振动信号幅值 A 与重力加速度 g 的比值超过 $20^{[26]}$ 时,认为谐波减速器寿命失效,产生一个失效样本。

3.2 退化参数估计

根据 2.2 节状态函数输出响应的累积分布函数,可得失效寿命的累积分布函数 $F(-\beta(n))$,进而谐波减速器失效寿命的概率密度函数为

$$f(-\beta(n)) = \partial F(-\beta(n))/\partial n \tag{20}$$

通过开展谐波减速器加速寿命试验可得失效寿命样本,设寿命失效时间(应力循环次数)样本向量 $\mathbf{N}=(n_1, n_2, n_3)$,则强度退化参数 $\Theta=(c_1, c_2)$ 的似然函数为

$$L(\Theta | \mathbf{N}) = \prod_{i=1}^3 f(-\beta(n_i)) \tag{21}$$

对似然函数取最大值,可以得到弯曲和剪切疲劳强度退化参数 c_1, c_2 。

4 谐波减速器的时变可靠度算例

4.1 谐波减速器的瞬态有限元分析

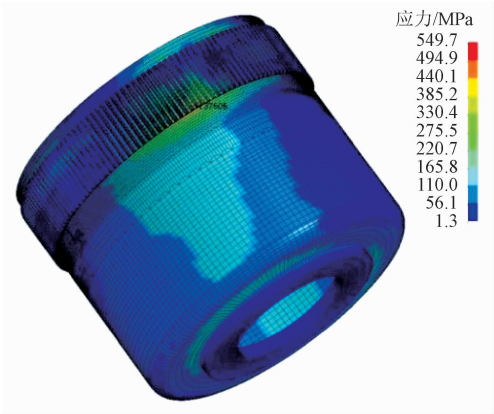
以 XB-60 谐波减速器为研究对象,其柔轮和刚轮的齿数分别为 150 和 152,谐波减速器传动比为 75,柔轮和刚轮的主要几何结构尺寸如表 1 所示。在 HyperMesh 中划分网格后,谐波减速器整机有限元模型共有 134 922 个网格单元。柔轮的材料为 35CrMnSiA,弹性模量为 206 GPa,泊松比为 0.3;

刚轮的材料为 45 号钢,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.31,波发生器材料设置为柔性轴承套圈用材料 ZGGr15,弹性模量为 207 GPa,泊松比为 0.3。

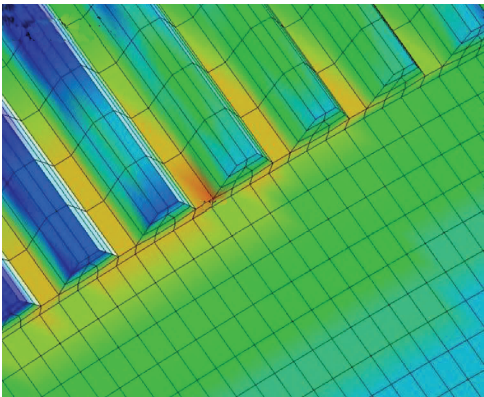
表 1 谐波减速器柔轮和刚轮的几何尺寸参数

尺寸参数	数值
柔轮长度/mm	50
柔轮筒底圆弧半径/mm	3
柔轮筒底壁厚/mm	0.45
柔轮筒底内孔直径/mm	25
柔轮齿圈宽度/mm	12
柔轮杯口至齿圈距离/mm	3
刚轮厚度/mm	14
刚轮外圆直径/mm	68
柔轮内径/mm	60

在试验工况(输入转速为 2 000 r/min、负载扭矩为 100 N·m)下,进行谐波减速器瞬态有限元求解。在 Dell 工作站(Xeon E5620 CPU,2.4 GHz,内存 48 GB)上计算 51.7 h 后,可以得到如图 4 所示的等效应力云图及应力集中局部云图。其中柔轮最大应力为 549.739 MPa,位于柔轮齿圈后端的齿根



(a)等效应力云图



(b)局部应力集中

图 4 谐波减速器柔轮的等效应力云图及局部应力集中

部位,是柔轮的危險位置,该处的应力集中会对柔轮循环载荷下的疲劳断裂产生重要影响。此外,根据文献[27],长径比小于0.5的超短筒柔轮会在杯底形成危险截面,但本文谐波减速器的长径比为0.83,故不会在图4所示的应力云图中出现杯底应力集中。

4.2 谐波减速器的加速寿命试验

本文在试验工况下开展了3次加速寿命试验,寿命失效时间(单位为h)样本 $L=(6.0, 7.6, 8.0)$ 。由于试验需要多次测量谐波减速器传动精度并进行装配调整,故单次谐波减速器加速寿命试验耗时约需24h,3次加速寿命试验共耗时约72h。由于3次谐波减速器加速寿命试验结果类似,本文只给出其中1次试验结果。以第3次加速寿命试验为例,谐波减速器的整个振动信号时间历程如图5所示,试验进行至第8.0h时, A/g 超过20,其失效寿命为8.0h;失效样本如图6所示,失效形式为柔轮齿圈处的疲劳断裂,裂纹出现的位置与本文有限元求解的应力集中位置以及文献[1,28]中柔轮应力集中和疲劳破坏的位置一致,验证了谐波减速器瞬态有限元模型计算的正确性。

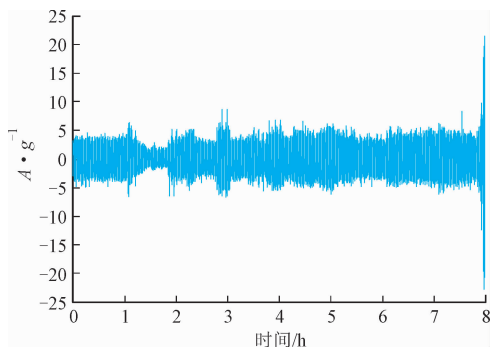


图5 加速寿命试验的振动加速度信号时间历程

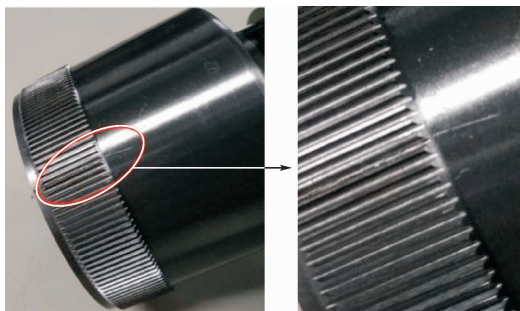
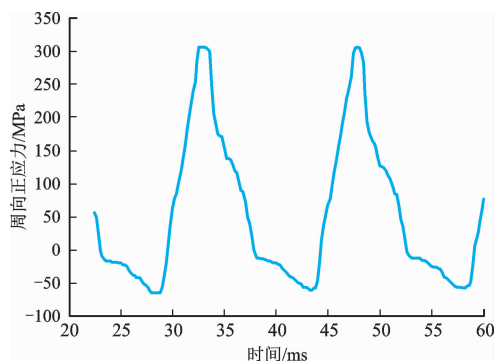


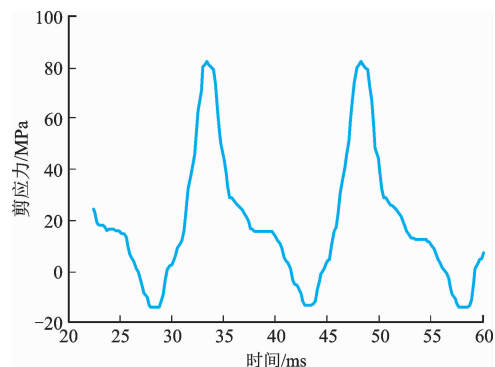
图6 加速寿命试验的寿命失效样本

4.3 谐波减速器的时变可靠度

在本文试验工况下,谐波减速器危险位置处的周向正应力和剪应力可通过瞬态有限元模型求解得出,均为周期应力,如图7所示。



(a)周向正应力



(b)剪应力

图7 谐波减速器的周向正应力和剪应力

谐波减速器柔轮的弯曲和剪切疲劳极限均呈正态分布^[29], $R_{w0} \sim N(637.5, 18.63^2)$, $R_{j0} \sim N(434.7, 12.7^2)$, 随机变量向量 $\mathbf{X} = (R_{w0}, R_{j0})^T$ 。经计算,寿命试验启停机加卸载过程引起的疲劳损伤相对较小,可以忽略。将前面得到的周向正应力和剪应力代入剩余强度模型和状态函数中,通过式(1)~(6)和式(12)~(20)可以得到谐波减速器失效寿命的概率密度分布 $f(-\beta(n))$ 。

失效寿命(单位为h)样本向量 $L=(6.0, 7.6, 8.0)$, 可通过式(22)转化为失效寿命(应力循环次数)样本向量 $\mathbf{N}$

$$\mathbf{N} = 2\,000 \times 60 \times 2 \times \mathbf{L} \quad (22)$$

基于样本向量 $\mathbf{N}$ 和失效概率密度分布 $f(-\beta(n))$, 通过遗传算法,将式(21)中的似然函数最大化,得到弯曲和剪切剩余强度模型中的退化参数 $\Theta=(0.0571, 0.2143)$ 。

根据瞬态有限元求解的动态应力和加速寿命试验得到的退化参数,通过式(15)~(19)得出谐波减速器的时变可靠度。如图8和图9所示,与采用瞬态有限元及加速寿命试验的时变可靠度评估方法相比,采用文献[30]的经验退化参数时,时变可靠度曲线呈凹型下降,在运行初期可靠度就急剧降低,其失

效寿命概率密度分布较集中。通过等效圆壳^[12]计算的危险截面静态应力用于可靠度评估时,时变可靠度曲线下降最平缓,失效寿命概率密度分布较分散,累积失效概率与其对应的时变可靠度变化趋势均相反。通过图 9 的失效寿命概率密度分布曲线,可得谐波减速器的失效寿命数学期望,如表 2 所示。基于经验退化参数得到的寿命期望值远小于试样失效寿命,这是由于经验参数的适用范围受限所致。基于等效圆壳静应力得到的失效寿命期望值大于试样失效寿命,这主要是因为该方法求解的危险截面静态应力小于动态运转时的应力导致的。本文方法得到的失效寿命期望值与试验样本误差最小。综上,采用瞬态有限元和加速寿命试验的时变可靠度评估方法,更能反映谐波减速器服役过程中的真实

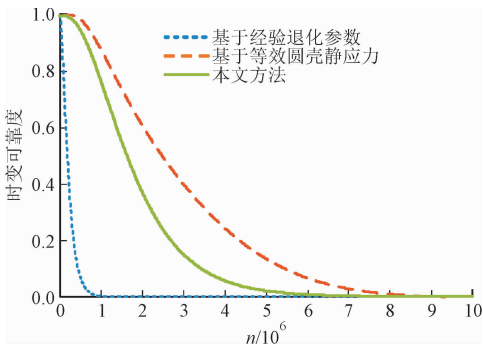


图 8 谐波减速器的时变可靠度

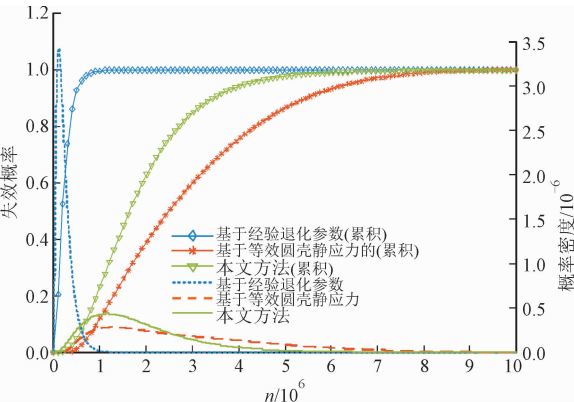


图 9 谐波减速器累积失效概率分布及失效概率密度分布情况

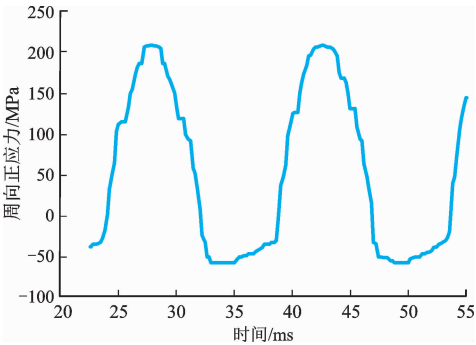
表 2 谐波减速器的失效寿命期望值

评估方法	失效寿命期望值
基于经验退化参数	$2.337\ 5\times10^5$ (0.97 h)
基于等效圆壳静态应力	$2.907\ 4\times10^6$ (12.11 h)
本文方法	$1.889\ 8\times10^6$ (7.87 h)
失效寿命试验样本	7.2 h

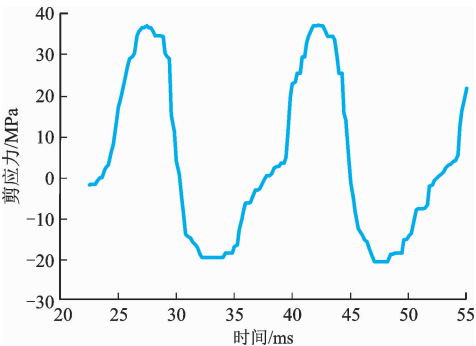
可靠度变化,并可实现谐波减速器失效寿命的准确预测。

4.4 额定工况下谐波减速器时变可靠度

本文试验工况下,通过瞬态有限元模型求解,得出谐波减速器危险位置处的周向正应力和剪应力,如图 10 所示。



(a)周向正应力



(b)剪应力

图 10 额定工况下谐波减速器周向正应力和剪应力

根据周向正应力和剪应力计算结果,由式(7)(8)得出调整因子,将调整因子代入式(9)(10),可得该工况下的剩余强度模型。进而,通过式(15)~(20)求得该工况下的失效寿命概率密度分布,如图 11 所示。谐波减速器失效寿命的期望值为 10.575×10^8 次应力循环,即 4 406.25 h。额定工况下(2 000

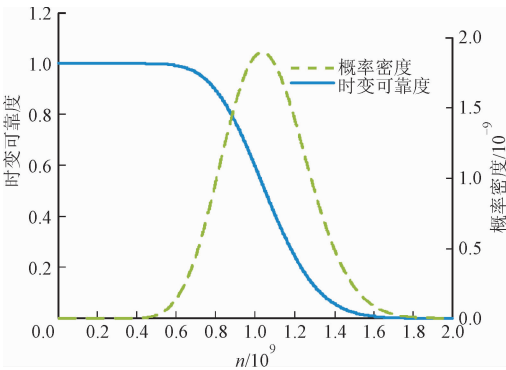


图 11 额定工况下谐波减速器的时变可靠度及失效寿命概率密度分布

r/min, 50 N·m), 谐波减速器制造商提供的工作寿命数据为 5 000 h, 因此相应工况下本文方法求出的谐波减速器失效寿命期望值与产品工作寿命接近, 证明了谐波减速器时变可靠度评估方法的有效性和可行性。

5 结 论

本文采用瞬态动力学有限元求解和加速寿命试验, 结合剩余强度模型、随机摄动法和 Edgeworth 级数, 对不同载荷下的谐波减速器时变可靠度进行了评估, 得出以下主要结论。

(1) 采用瞬态有限元模型和加速寿命试验, 本文提出了一种谐波减速器时变可靠度评估方法。

(2) 通过谐波减速器瞬态有限元分析发现, 柔轮齿圈后端的齿根处为谐波减速器应力集中的危险部位, 且该位置与寿命试验失效样本的疲劳破坏位置一致。

(3) 根据危险位置处的应力和剩余强度模型, 计算了谐波减速器时变可靠度。通过谐波减速器加速寿命试验失效样本, 利用最大似然估计得到了谐波减速器强度退化参数。

(4) 与通过等效圆壳静应力或经验退化参数得到的时变可靠度相比, 采用瞬态有限元和加速寿命试验的时变可靠度评估方法寿命预测误差最小, 能反映谐波减速器服役过程中的真实可靠度变化。

(5) 通过引入调整因子, 修正后的剩余强度模型可以应用于不同载荷下的强度退化。额定载荷下, 本文方法计算出的谐波减速器失效寿命期望值与产品工作寿命接近。

参考文献:

[1] 邹创, 陶涛, 梅雪松, 等. 机器人关节短筒谐波减速器接触计算与分析 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(5): 82-87.
ZOU Chuang, TAO Tao, MEI Xuesong, et al. Contact analysis for short harmonic reducer in robotic joints [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(5): 82-87.

[2] 刘文芝, 张乃仁, 张春林, 等. 谐波齿轮传动中杯形柔轮的有限元计算与分析 [J]. 机械工程学报, 2006, 42(4): 52-57.
LIU Wenzhi, ZHANG Nairen, ZHANG Chunlin, et al. Finite element calculation and analysis on the column-shaped flex spline of harmonic drive [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(4): 52-

57.

[3] 孙春一, 林克江, 仇涤凡. 谐波齿轮传动模糊可靠性设计 [J]. 辽宁石油化工大学学报, 2008, 28(2): 61-62.
SUN Chunyi, LIN Kejiang, QIU Difan. Fuzzy reliability design of harmonic gear drive [J]. Journal of Liaoning University of Petroleum & Chemical Technology, 2008, 28(2): 61-62.

[4] 张金洋, 张建国, 彭文胜, 等. 基于 PCE 的谐波减速器动态精度不确定性分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 2018, 44(5): 165-174.
ZHANG Jinyang, ZHANG Jianguo, PENG Wensheng, et al. Dynamic accuracy uncertainty analysis of harmonic reducer based on polynomial chaos expansion [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2018, 44(5): 165-174.

[5] ZHAO Jieliang, YAN Shaoze, WU Jianing. Analysis of parameter sensitivity of space manipulator with harmonic drive based on the revised response surface method [J]. Acta Astronautica, 2014, 98(1): 86-96.

[6] HU Zhen, DU Xiaoping. A sampling approach to extreme value distribution for time-dependent reliability analysis [J]. Journal of Mechanical Design, 2013, 135(7): 071003.

[7] LEÓN D, ARZOLA N, TOVAR A. Statistical analysis of the influence of tooth geometry in the performance of a harmonic drive [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2014, 37(2): 723-735.

[8] OSTAPSKI W. Analysis of the stress state in the harmonic drive generator-flexspline system in relation to selected structural parameters and manufacturing deviations [J]. Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences, 2011, 58(4): 683-698.

[9] CHEN Yicheng, CHENG Yunhao, TSENG Juitang, et al. Study of a harmonic drive with involute profile flexspline by two-dimensional finite element analysis [J]. Engineering Computations, 2017, 34(7): 2107-2130.

[10] ZOU Chuang, TAO Tao, JIANG Gedong, et al. Deformation and stress analysis of short flexspline in the harmonic drive system with load [C]//2013 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2013: 676-680.

[11] 伊万诺夫 M H. 谐波齿轮传动 [M]. 沈允文, 李克美, 译. 北京: 国防工业出版社, 1987: 14-155.

[12] 刘江. 谐波齿轮减速器可靠性优化设计及传动精度分析 [D]. 成都: 电子科技大学, 2012: 30-32.

- [13] ZHANG Xiaoqiang, GAO Huiying, HUANG Hongzhong, et al. Dynamic reliability modeling for system analysis under complex load [J]. Reliability Engineering & System Safety, 2018, 180: 345-351.
- [14] SUN Wei, CHEN Tao, WEI Jing. Dynamic reliability of gears in a wind turbine gearbox under the conditions of variable wind speed and small samples [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2012, 226(12): 3032-3042.
- [15] LÜ S Z, LIU H, ZHANG D, et al. Reliability calculation model of gears considering strength degradation [C]// 16th International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2009: 1200-1203.
- [16] UEURA K, KIYOSAWA Y, KUROGI J, et al. Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part J Journal of Engineering Tribology, 2008, 222(8): 1051-1061.
- [17] SCHAFER I, BOURLIER P, HANTSCHACK F, et al. Space lubrication and performance of harmonic drive gears [C]// Proceedings of the 11th European Space Mechanisms & Tribology Symposium. Lucerne, Switzerland: European Space Agency, 2005: 65-72.
- [18] LI Junyang, WANG Jiaxu, ZHOU Guangwu, et al. Accelerated life testing of harmonic driver in space lubrication [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part J Journal of Engineering Tribology, 2015, 229(12): 1479-1490.
- [19] SCHAFF J R, DAVIDSON B D. Life prediction methodology for composite structures: part I Constant amplitude and two-stress level fatigue [J]. Journal of Composite Materials, 1997, 31(2): 128-157.
- [20] KAYABASI O, ERZINCANLI F. Shape optimization of tooth profile of a flexspline for a harmonic drive by finite element modelling [J]. Materials and Design, 2007, 28(2): 441-447.
- [21] 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2013: 22-45.
- [22] ZHANG Yimin, LIU Qiaoling, WEN Bangchun. Practical reliability-based design of gear pairs [J]. Mechanism and Machine Theory, 2003, 38(12): 1363-1370.
- [23] WANG Wei, ZHANG Yimin, LI Changyou. Dynamic reliability analysis of linear guides in positioning precision [J]. Mechanism & Machine Theory, 2017, 116: 451-464.
- [24] ELSAYED A E. Overview of reliability testing [J]. IEEE Transactions on Reliability, 2012, 61(2): 282-291.
- [25] PAN Rong, YANG Tao, SEO Kangwon. Planning constant-stress accelerated life tests for acceleration model selection [J]. IEEE Transactions on Reliability, 2015, 64(4): 1356-1366.
- [26] 雷亚国, 陈昊, 李乃鹏, 等. 自适应多核组合相关向量机预测方法及其在机械设备剩余寿命预测中的应用 [J]. 机械工程学报, 2016, 52(1): 93-99.
- LEI Yaguo, CHEN Wu, LI Naipeng, et al. A relevance vector machine prediction method based on adaptive multi-kernel combination and its application to remaining useful life prediction of machinery [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(1): 93-99.
- [27] 邢静忠, 庞满意, 张泽. 超短筒谐波齿轮柔轮变厚度杯底的结构最优化设计 [J]. 天津工业大学学报, 2019, 38(3): 74-81.
- XING Jingzhong, PANG Manyi, ZHANG Ze. Optimum of super-short harmonic drive flexspline with variable thickness bottom [J]. Journal of Tiangong University, 2019, 38(3): 74-81.
- [28] 沈允文, 叶庆泰. 谐波齿轮传动的理论与设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1985: 180-185.
- [29] 秦大同, 谢里阳. 现代机械设计手册: 第六卷 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2011: 390-400.
- [30] SUN Wei, LI Xiang, WEI Jing. An approximate solution method of dynamic reliability for wind turbine gear transmission with parameters of uncertain distribution type [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2018, 19(6): 849-857.

(编辑 杜秀杰)