

DOI: 10.7652/xjtuxb201305015

机器人关节短筒谐波减速器接触计算与分析

邹创¹, 陶涛^{1,2}, 梅雪松^{1,2}, 吕江伟³, 姜歌东^{1,2}

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安;
3. 清华大学精密仪器与机械学系, 100084, 北京)

摘要: 为了研究机器人关节常用短筒谐波减速器在不同负载下的接触应力和变形分布, 采用 AN-SYS 有限元分析软件, 建立了柔轮和波发生器面接触的空载有限元模型, 并根据实验得到的啮合力公式, 对柔轮与刚轮的啮合边界条件进行了计算。在此基础上, 利用前置条件共轭梯度法求解了柔轮在不同载荷下的应力与变形, 分析了柔轮应力和变形与所受载荷之间的关系及其变化规律, 发现负载的增大可使柔轮齿圈截面的变形和应力增量呈等比增大, 且不会引起变形和应力增量分布位置的变化。通过柔轮空载的变形实验、柔轮破坏实例以及柔轮轴向应力分布实验的比较发现, 所计算的结果与实验结果较为吻合, 为谐波减速器短筒柔轮承载能力的计算、结构及制造工艺的优化提供了一种准确、有效的方法。

关键词: 机器人关节; 短筒谐波减速器; 接触计算

中图分类号: TH132.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)05-0082-06

Contact Analysis for Short Harmonic Reducer in Robotic Joints

ZOU Chuang¹, TAO Tao^{1,2}, MEI Xuesong^{1,2}, LÜ Jiangwei³, JIANG Gedong^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 3. Department of Precision Instruments and Mechanology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: To reveal contact stress and deformation distribution of short harmonic reducer in robotic joints under different loads, an unloaded surface to surface contact finite element model between flexspline and wave generator is established. The boundary condition of the engagement between flexspline and rigid spline is evaluated according to the experimental engaging force formula. The stress and deformation of the flexspline are solved by precondition conjugate gradient method, and the relationship with varying loads are analyzed. It is found that the deformation and stress increments on the flexspline ring cross section increase geometrically with heightened load, and the distributions of the deformation and stress increments remain unchanged. The conclusions are compatible with the cases of unloaded flexspline deformation, flexspline destruction and axial stress distribution under load.

Keywords: robotic joint; short harmonic reducer; contact calculation

工业机器人关节减速器常采用短筒谐波减速器^[1], 而这种减速器最突出的问题是可靠性和使用

寿命不理想。在我国, 谐波传动的平均无故障工作时间较短, 难以满足机器人现场长时间工作的要求。

收稿日期: 2012-10-22。 作者简介: 邹创(1988—), 男, 博士生; 姜歌东(通信作者), 女, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51175400); 长江学者和创新团队发展计划资助项目(IRT1172)。

网络出版时间: 2013-03-11

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130311.1749.005.html>

谐波传动的主要失效形式是柔轮的根部疲劳断裂和齿面磨损,而机器人变负载的运动工况加剧了这种情况的发生,因此对短筒谐波减速器进行不同负载情况下的接触分析有着重要的意义。

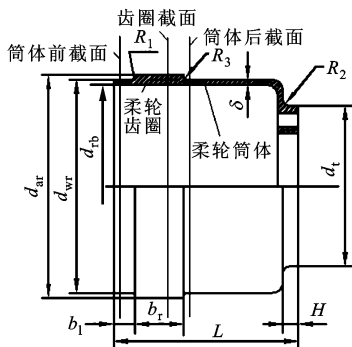
有限元法是研究谐波齿轮的一种有效方法,KIKUCHI 等人计算了柔性轴承受力、柔轮变形及齿根应力分布,但没有考虑载荷变化对计算结果的影响^[2]。张世民在 2 个对称轮齿上施加了不同大小的力偶来模拟变化的啮合力,但却无法体现出谐波传动多齿啮合的情况^[3]。薄书信选用了更好的具有确定啮合范围的边界条件,但没有进行柔轮在不同负载下的接触分析^[4]。吴伟国等人建立了柔轮和刚轮啮合齿对模型,其接触被定义为柔体-柔体接触^[5]。OSTAPSKI 等人对柔轮进行了有限元分析比较,但柔轮被等效成了圆环,与实际情况相差较多^[6-7]。高海波等人分析了杯形柔轮结构参数以及热等外部条件对柔轮应力的敏感度,但没有考虑载荷因素^[8]。

综上所述,由于对不同载荷下短筒谐波减速器的受力及变形情况的研究较少,因此无法反映出实际机器人工况对谐波减速器性能的影响。本文通过建立短筒柔轮和波发生器接触有限元模型,计算了不同载荷下啮合力的分布边界条件,通过求解,分析了柔轮应力和变形与所受载荷之间的关系及变化规律。

1 有限元建模及求解

1.1 谐波减速器的几何模型

本文建立的短筒谐波减速器柔轮结构的几何模型如图 1 所示,几何参数如表 1 所示。其中,减速器



d_{ar} : 齿顶圆直径; d_{wr} : 柔轮筒壁外圆直径; d_{rb} : 柔轮内径; b_l : 齿圈前沿宽度; b_r : 齿圈宽度; R_1 : 齿圈前沿与筒体过渡圆角半径; R_2 : 杯底与凸缘圆角半径; R_3 : 齿圈后沿与筒体过渡圆角半径; L : 筒长; H : 凸缘厚度; d_t : 端凸缘直径; δ : 柔轮筒壁厚度

图 1 短筒谐波减速器的柔轮结构示意图

的长径比 $e=0.5$, 速比 $\mu=100$, 齿轮模数 $m=0.3$ mm, 弹性模量 $E=206$ GPa, 泊松比 $\nu=0.3$, 材质为 30CrMnSiA。减速器为凸轮式波发生器, 宽度为 10 mm, 长轴半径为 30.2 mm, 短轴半径为 29.8 mm。

表 1 短筒谐波减速器柔轮结构的参数 mm

d_{rb}	b_r	L	δ	d_{wr}	H
60.00	12.00	30.00	0.48	60.96	4.00
b_l	d_t	R_2	R_1	R_3	d_{ar}
2.40	36.00	3.00	3.00	6.00	62.62

先在 PRO/E5.0 软件中建立柔轮和波发生器的三维模型, 然后将三维模型导入到 ANSYS 软件中进行计算和分析。

1.2 网格划分

对柔轮进行网格剖分时, 选择 ANSYS 软件中可以模拟大变形的实体单元, 为了减少网格数目, 将柔轮整个拓扑结构分解为规则(筒体)部分和非规则(轮齿)部分。规则部分采用扫略网格剖分技术, 网格为 8 节点的 Solid185 六面体单元, 非规则部分采用自由网格剖分技术, 网格为 10 节点的 Solid187 四面体单元, 并应尽量避免采用退化单元。

为了确定合适的网格数目, 分别在粗网格和细网格下进行了多组计算, 最后确定取 106 907 个单元网格, 能够满足求解精度和速度的要求。

1.3 边界条件定义

对柔轮和波发生器的作用面, 采用 ANSYS 软件中的面-面接触单元进行接触分析, 在定义接触对时, 把波发生器外环面定义成刚性目标面, 选用 Target170 单元, 把柔轮内环面定义成接触面, 选用 Contact174 单元, 将接触摩擦系数设为 0.01^[9], 并将柔轮凸缘处内环面在 x 、 y 、 z 方向的自由度全部固定。

如图 2 所示, 刚轮作用在柔轮上的啮合力不仅与传递的扭矩有关, 还与轮齿啮合区域的大小有关。在定义柔轮负载边界条件时, 啮合力的分布由实验得到^[10-11]。

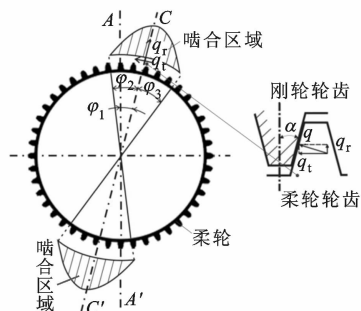
根据实验, 如果近似认为 $\varphi_2 = \varphi_3$, 则在 φ_2 所在的区域内, 载荷具有下列近似关系

$$\left. \begin{aligned} q_t &= q_{t,\max} \cos[\pi(\varphi - \varphi_1)/2\varphi_2] \\ q_r &= q_t \tan\alpha \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

同理, 在 φ_3 所在区域内, 载荷有下列近似关系

$$\left. \begin{aligned} q_t &= q_{t,\max} \cos[\pi(\varphi - \varphi_1)/2\varphi_3] \\ q_r &= q_t \tan\alpha \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式(1)、式(2)即为刚轮和柔轮的啮合力方程。



φ_1 : 对称轴 CC' 相对于波发生器长轴位置 AA' 的角度; φ_2, φ_3 : 啮合区的左、右角度; q_t : 啮合切向载荷; q_r : 啮合径向载荷; α : 齿形角; q : 啮合力

图2 柔轮的受载分布

如果柔轮承受的力矩为 T , 则 T 和 $q_{t, \max}$ 的关系为

$$T = 4 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} b_r \left(\frac{d_g}{2} \right)^2 q_{t, \max} \cos[\pi(\varphi - \varphi_1)/2\varphi_2] d\varphi \quad (3)$$

$$q_{t, \max} = \pi T / (2\varphi_2 d_g^2 b_r) \quad (4)$$

式中: d_g 为分度圆直径。由于式(1)~式(4)的啮合力均为连续分布, 而实际柔轮只有轮齿一侧受到啮合力的作用, 因此需要将连续分布的啮合力进行离散化处理。

将齿圈上有力作用的区域分段积分, 每段长度是一个齿距。假设一个齿距的两端分别对应 φ_i 和 φ_{i+1} , 则作用在这个齿上的切向力和径向力分别为

$$f_t = \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} b_r \left(\frac{d_g}{2} \right) q_{t, \max} \cos\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_1)}{2\varphi_2}\right) d\varphi \quad (5)$$

$$f_r = f_t \tan \alpha \quad (6)$$

啮合区的大小可以通过波发生器的外形与柔轮内圈形状得到一个近似值, 通过计算, 近似确定 $\varphi_2 = 40^\circ$ 。

将由式(5)、式(6)定义的啮合力函数离散加载到各个节点上, 其他边界条件与空载时相同, 设置好边界条件后的柔轮模型如图3所示。

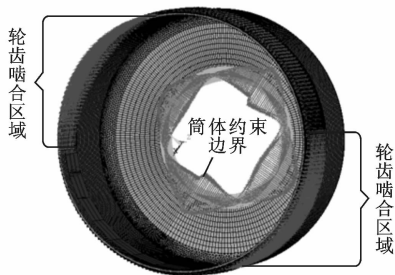


图3 负载情况下柔轮的有限元模型

1.4 有限元求解计算

为了减小解题规模, 提高计算速度和精度, 在

ANSYS 软件中选择前置条件共轭梯度法, 并设置足够大的步长和平衡迭代步数。由于在谐波减速器中, 柔轮是最薄弱的环节, 因此本文主要对柔轮在不同载荷下的变形和应力计算结果进行分析。柔轮的受力及变形是波发生器的挤压和与刚轮啮合共同作用的结果, 因此先对空载情况进行求解, 得出在波发生器作用下柔轮的变形和应力分布, 然后在此基础上再施加不同啮合力, 求解出柔轮在不同负载下的变形与应力分布。

2 空载下柔轮的接触分析

2.1 柔轮的变形分布规律

如图4所示, 空载柔轮筒体的等效变形量 C_k 与到柔轮杯口的轴向距离 s 基本呈线性关系, 距柔轮杯口越远, 变形量越小, 这与文献[12]的实验结果是一致的。柔轮长轴和短轴方向的变形量比较大, 且长轴方向的变形量略大于短轴方向的变形量, 最大变形点位置在筒体杯口长轴处, 最大变形量为 0.285 2 mm。

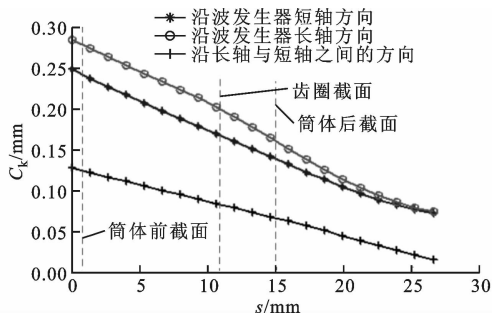


图4 筒体外壁沿轴向的变形曲线

根据多次求解的结果发现, 在垂直于轴向的截面中, 距离杯口 1 mm 处为柔轮应力开始发生明显增大的位置, 定义为筒体前截面; 11 mm 处为柔轮取得最大应力值的位置, 定义为齿圈截面; 15 mm 处位于柔轮齿圈后端附近, 会产生齿圈与筒体过渡时的变形和应力的变化, 定义为筒体后截面。

由图5可以发现, 3个截面的柔轮变形量均呈十字花型对称分布, 等效变形量的最大点均在长轴方向, 等效变形量的最小点均在与短轴夹角 45° 处, 波发生器旋转一圈, 柔轮上一点的变形要从大到小波动4次。筒体前截面变形量最大, 为 0.277 3 mm; 筒体后截面变形量最小, 为 0.160 7 mm。

由图6可以发现, 柔轮3个方向的变形符合余弦弦分布, 径向变形和轴向变形正向的最大点在波发生器的长轴处, 负向的最大点在波发生器的短轴处, 而周向变形正向的最大点在与短轴夹角约正 45°

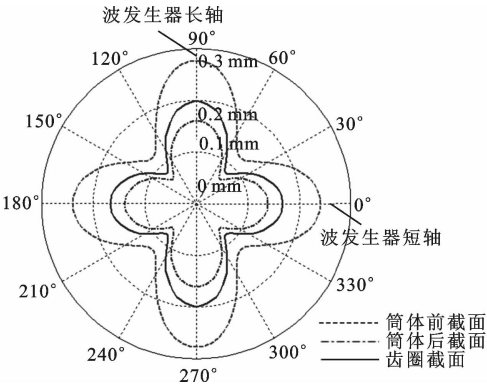


图 5 筒体外壁各截面的变形量

处,负向的最大点在与短轴夹角约 -45° 处,说明变形后柔轮整体形状趋向于波发生器的形状,其中周向变形在短轴 $\pm 45^{\circ}$ 处受到波发生器拉伸作用的影响最大。柔轮径向的变形幅值最大,为 0.187 mm ;周向变形和轴向变形在同一个数量等级,约为 0.08 mm ,均小于径向变形。

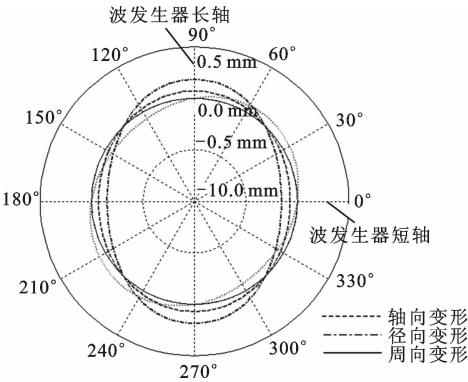


图 6 齿圈截面各方向的变形量

2.2 柔轮的应力分布规律

如图 7 所示,空载柔轮筒体等效力 P_k 在长轴方向上明显要比其他 2 个方向的大。柔轮筒体部分长轴方向的应力分布先增大后减小,在齿圈位置 $2.4\sim 14.4\text{ mm}$ 处最大,达到 220.8 MPa ,说明这个位置为危险截面,计算结果与文献[13]中杯形柔轮真实破坏实例相吻合。短轴方向和与短轴夹角 45° 方向的应力在 54 MPa 以下,应力分布先减小再增大然后再减小,在齿圈变化幅度比较大,而在筒体位置的变化幅度较小,变化的最主要原因是,齿圈应力受到波发生器端部集中载荷和两端过渡圆角边界效应的影响。在空载情况下,整个柔轮的最大应力点在齿圈后端齿根处长轴附近,最大应力值为 651 MPa ,并与文献[13]的疲劳破坏(从齿圈后端齿根处开始)相一致。

如图 8 所示,在不同截面处,筒体最外层的应力

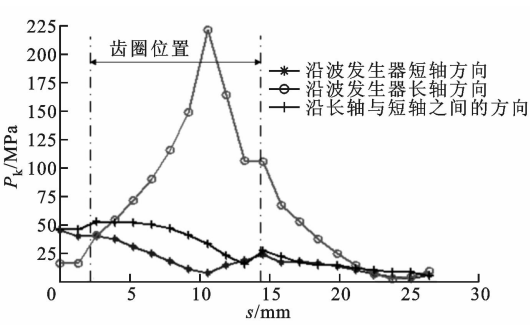


图 7 筒体外壁轴向应力分布曲线

均呈锯齿状分布,在波发生器长轴附近,与筒体前截面和后截面最外层的应力相比,筒体齿圈截面最外层的应力值波动最剧烈,幅值也最大,最大值为 256.5 MPa 。由于波发生器与柔轮形状不同,且在齿圈后端受到了波发生器端部的作用,使柔轮产生了类似多棱体的变形,在棱的交接处存在应力集中[11],因此齿圈部位为柔轮最容易破损的位置。

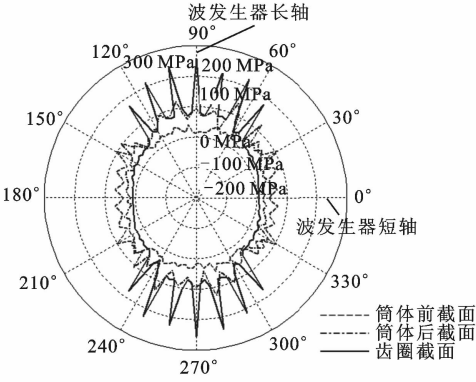


图 8 筒体外壁各截面的应力分布曲线

由图 9 可知:柔轮齿根处的径向应力为负,周向应力为正,而轴向应力有正有负,说明齿根处的径向应力为压应力,周向应力为拉应力;齿根处的周向应力值远远大于轴向和径向的应力值,最大值分布在波发生器长轴附近,为 251.5 MPa ;径向应力和轴向

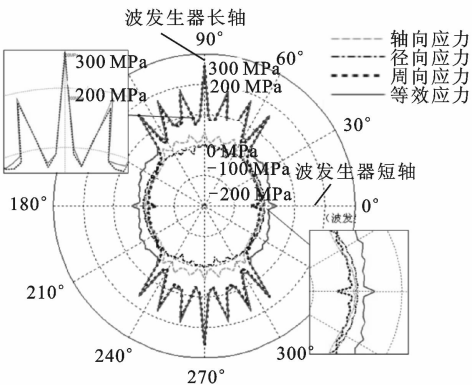


图 9 齿圈截面在 3 个方向的应力分布曲线

应力基本处于同一数量级,最大值约为 40 MPa;齿根处的等效应力无论在波发生器长轴处还是短轴处,都与周向应力接近,因此齿根处的应力主要取决于周向应力,即齿根处主要承受周向的弯曲应力。

3 柔轮承载分析

根据空载、承载应力与变形的计算结果,发现在承载情况下,柔轮的变形和应力最大值分别为 0.283 mm 和 679 MPa,相对空载下的变形和应力变化量还不到空载下的 1% 和 5%,说明柔轮的变形与应力分布最主要的还是取决于波发生器的作用。

3.1 柔轮轴向变形和应力分析

如图 10 所示,承载后,波发生器长轴处的柔轮变形增量为 ΔC_f ,除了齿圈位置的后端外, ΔC_f 随着负载变大而减小,在筒体前端减小的幅度最大。在齿圈后端过渡圆角处,啮合力的增大使筒体变形轻微增大,基本可以忽略。

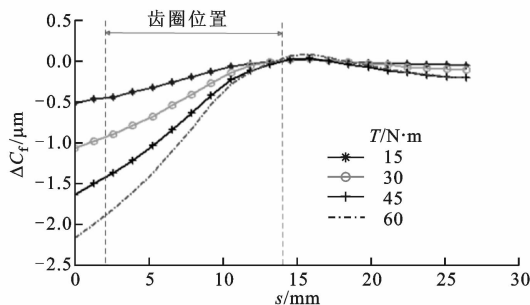


图 10 长轴处筒体外壁的轴向变形增量变化

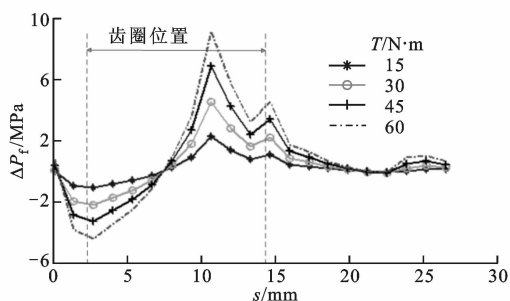


图 11 长轴处筒体外壁的轴向应力增量

如图 11 所示,在载荷作用下,波发生器长轴处的柔轮应力增量 ΔP_f 沿轴向出现了多次波动,从柔轮杯口起应力增量从零值开始减小,当到达齿圈前端时应力增量达到最小值。然后,柔轮应力增量逐渐增大,从负值变为正值,在到达齿圈后端($s=10.5$ mm)时达到最大。在从齿圈后端到筒体末端这一段中,除了在过渡圆角处有小的波动外,柔轮应力增量基本呈下降趋势,直至达到零值,这与文献[14]中柔轮受载

实验的结论是一致的。由于波发生器的宽度较齿圈小,当承受负载后,整个齿圈都要承受载荷作用,波发生器的作用又与负载方向相反,因此齿圈前端部分的应力减小,齿圈后端部分的应力增大。随着负载增大,柔轮应力幅值呈增大趋势,因此过渡圆角对应力的影响在载荷比较大时是不能忽略的。

3.2 柔轮齿圈截面变形和应力分析

如图 12 所示,在载荷作用下,柔轮齿圈截面变形沿着切向力的方向移动,移动角度大约为 45° ,但负载的增大仅使柔轮齿圈截面变形增量的绝对值等比例增大,不同的负载并没有引起变形增量分布位置的变化。变形增量曲线的对称轴均在波发生器长轴约 $\pm 45^\circ$ 处,变形增量最小点均位于从波发生器长轴逆时针旋转大约 45° 处,变形增量最大点均位于从波发生器长轴顺时针旋转大约 45° 处,在离开波发生器长轴顺时针约 15° 和波发生器短轴处,齿圈截面柔轮变形增量均为零。如果将齿圈截面柔轮外圈的变形增量曲线划分为 4 个区域(见图 12),可以看出,在区域 2 和区域 4 内,随着载荷的增大,齿圈截面柔轮变形增量呈减小趋势;在区域 1 和区域 3 内,随着载荷的增大,齿圈截面柔轮变形增量呈增大趋势。

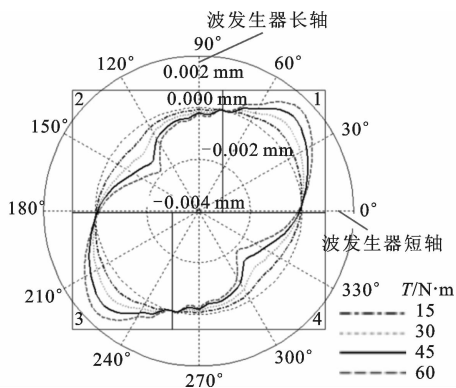


图 12 变载齿圈截面筒体变形增量的分布曲线

由图 13 可见,在啮合区范围内(距波发生器长轴 $\pm 40^\circ$),柔轮齿圈截面出现了锯齿状应力增量;加上负载之后,长轴顺时针 40° 范围内的应力增大, 40° 到 90° 间的应力减小,而长轴逆时针 40° 间的应力减小, 40° 到 90° 间的应力增大,说明载荷的作用同样使应力沿着切向力的方向移动,移动量大约为 20° 。关于原点对称的应力增量最大值位于波发生器长轴顺时针 10° 处,其最小值位于波发生器长轴逆时针 -40° 处,而且应力增量曲线呈剧烈变化的锯齿状分布,与空载时的分布是相同的,不同的负载没有改变柔轮应力集中的位置,只是改变了柔轮应力的大小。

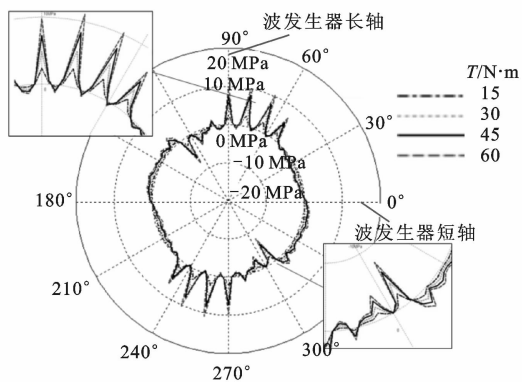


图 13 变载齿圈截面筒体应力增量的分布曲线

4 结 论

本文针对短筒谐波减速器进行了不同承载情况下的接触分析,主要得出了以下结论。

(1)空载情况下,柔轮受到的变形主要为径向变形,齿圈部分为柔轮最容易破损的位置,筒体承受的主要应力为周向弯曲应力。

(2)柔轮变形和应力分布主要取决于波发生器的作用。在齿圈截面处,负载会使得柔轮变形和应力分布向啮合力方向移动。

(3)负载的增大使柔轮齿圈截面的变形和应力增量的绝对值等比例增大,但不会引起柔轮变形和应力增量分布位置的变化。

参考文献:

- [1] SLATTER R, MACKRELL G. Harmonic drives in tune with robots [J]. Industrial Robot, 1994, 21(3): 24-25.
- [2] GENI M, KIKUCHI M. Key engineering materials [M]. Zurich, Switzerland: Trans Tech Publications Ltd., 2003: 129-134.
- [3] 张世民,李春雷. 基于 ANSYS 的谐波减速器柔轮受力分析 [J]. 传动技术, 2009, 23(1): 13-17.
ZHANG Shimin, LI Chunlei. ANSYS based analysis of flexspline in harmonic drive [J]. Drive System Technique, 2009, 23(1): 13-17.
- [4] 薄书信. 谐波齿轮传动柔轮应力及轮齿磨损分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
- [5] 吴伟国,张勇,梁风. 具有啮合齿面接触对的谐波传动有限元模型建立与分析 [J]. 机械传动, 2011, 35(12): 39-41.
WU Weiguo, ZHANG Yong, LIANG Feng. Stablishment and analysis of FEM model for harmonic drive with contact pairs between meshing tooth surface [J].

Journal of Mechanical Transmission, 2011, 35(12): 39-41.

- [6] OSTAPSKI W, MUKHA I. Stress state analysis of harmonic drive elements by FEM [J]. Technical Sciences, 2007, 55(1): 115-123.
- [7] OSTAPSKI W. Analysis of the stress state in the harmonic drive generator-flexspline system in relation to selected structural parameters and manufacturing deviations [J]. Technical Sciences, 2010, 58(4): 683-698.
- [8] 高海波,李志刚,邓宗全. 基于 ANSYS 的杯形柔轮结构参数对柔轮应力的敏感度分析 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(5): 2-6.
GAO Haibo, LI Zhigang, DENG Zongquan. Sensitivity analysis of cup-shaped flexible gear parameters to its stress based on ANSYS [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(5): 2-6.
- [9] 向国齐. 谐波齿轮传动柔轮有限元分析研究 [D]. 成都: 四川大学, 2005.
- [10] KAYABASI O, ERZINCANLI F. Shape optimization of tooth profile of a flexspline for a harmonic drive by finite element modeling [J]. Materials and Design, 2007, 28(2): 441-447.
- [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: 19-143.
- [12] 董惠敏. 基于柔轮变形函数的谐波齿轮传动运动几何学及其啮合性能研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2008.
- [13] 关崇复,袁盛治. 谐波传动柔轮筒体应力计算 [J]. 机械强度, 1994, 16(1): 29-30.
GUAN Chongfu, YUAN Shengzhi. A stress calculation on flexspline of the harmonic drive [J]. Journal of Mechanical Strength, 1994, 16(1): 29-30.
- [14] 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: 228-230.

[本刊相关文献链接]

- 梁恩志,陆小龙,赵世平,等. 二维桁架路径模型的自动生成算法. 2012,46(5):91-96.
- 李庆凯,唐德威,姜生元,等. 管道机器人弯管运动转体原因分析. 2011,45(10):19-23.
- 党进,倪风雷,刘业超,等. 一种前馈补偿和模糊滑模相结合的柔性机械臂控制. 2011,45(3):75-80.
- 张国亮,谢宗武,蒋再男,等. 模糊化多视觉信息融合的视觉跟踪策略. 2009,43(8):33-37.
- 袁明新,王孙安,吴灿阳,等. Baldwin 效应的自适应免疫网络规划算法. 2009,43(5):85-89.

(编辑 管咏梅)