

基于有限元的齿条近似法谐波齿轮动态性能分析

温霞^{1,2} 何雪明² 王润² 牟彦铭²

(1. 内江职业技术学院 智能制造与汽车学院, 内江 641199)

(2. 江南大学 机械工程学院, 无锡 214122)

摘要:【目的】谐波齿轮是机器人传动系统的核心部件,其动态性能直接决定系统的使用寿命与运行稳定性。为探究柔轮与刚轮完整啮合状态下的动态力学特性,采用齿条近似法结合有限元仿真开展分析。【方法】采用齿条近似法推导柔轮与刚轮的齿廓数学模型;基于UG NX12.0与Visual Studio平台实现谐波齿轮的参数化自动建模;借助Ansys Workbench有限元软件,对柔轮与刚轮162个齿依次啮合的过程进行动态仿真,系统研究负载变化下柔轮最大应力的分布规律。【结果】仿真结果表明,随着负载增大,柔轮最大应力由齿根区域向周围齿面均匀分散;随着负载降低,柔轮最大应力同步递减;高负载工况下,柔轮齿根处应力集中效应显著,且该效应随负载减轻逐渐缓和。揭示了谐波齿轮啮合过程中应力分布与负载的关联规律,为谐波齿轮的结构优化设计与性能提升提供了依据。

关键词: 齿条近似法; 齿廓; 参数化自动建模; 多齿啮合; 有限元分析

中图分类号: TH132

DOI: 10.16578/j.issn.1004.2539.XXXX.XX.001

0 引言

机器人技术是现代科技发展的重要方向之一,被广泛用于工业、服务和医疗等领域。谐波齿轮作为机器人传动系统的关键零件,凭借传动比范围大、重量轻和噪声小等优点被广泛应用。我国谐波齿轮技术虽已得到长足发展,但是相对于国外同类型产品,在高负载、高频率工况下表现出磨损加剧、动态性能衰减等问题,导致其整体性能逐渐下降,在长期稳定性与可靠性方面仍存在差距。国产谐波齿廓设计、动态性能等方面急需提升。

目前,谐波齿轮研究主要以实验法和有限元法为主。实验法主要依赖光弹性法、电阻应变片法及动态测试等手段进行研究。沈允文采用光弹性实验测量柔轮齿根应力集中系数,进而确定柔轮的应力分布^[1]。为揭示负载状态下齿圈结构参数对最高负载应力的影响规律,刘士攀等^[2]提出柔轮齿圈负载应力计算方法。为揭示配合间隙装配状态下柔轮的力学特性和齿圈变形后的轮齿定位,邢静忠等^[3]以椭圆凸轮波发生器为例,考虑柔轮内壁与波发生器外圈间隙和柔性轴承游隙引起的配合间隙及齿圈中面伸长,

建立了柔轮齿圈变形的接触力学模型。为研究杯形柔性谐波齿轮传动系统柔轮的应力情况,穆塔里夫·阿赫迈德等^[4]采用弹簧近似法和单元接触法对该系统进行三维建模,对柔轮进行数值计算和分析,得到柔轮变形和柔轮齿根处的应力分布情况。针对设计规范中未考虑齿廓参数对柔轮疲劳寿命影响的问题,蒋倩倩等^[5]采用包络法设计无公切线双圆弧共轭齿廓,进行多体接触有限元分析,并建立齿廓参数与柔轮应力的响应面模型,分析各齿廓参数对柔轮应力的影响规律。针对谐波齿轮薄壁柔轮易发生疲劳失效的问题,邹创等^[6]提出一种考虑力学特性的谐波齿轮啮合参数优化方法。为了完善谐波齿轮刚-柔轮系统装配与啮合过程中的力学响应及柔轮疲劳寿命研究,叶南海等^[7]提出一种基于刚柔耦合与瞬态动力学分析理论的刚-柔轮系统装配与啮合分析方法,得到了更加准确与合理的谐波柔轮装配及啮合过程中柔轮的应力分布。TJAHJOWIDODO等^[8]设计了转矩实验,验证了谐波齿轮传动系统理论模型的合理性。学者ИВАНОВ^[9]提出等效圆环理论,并基于实验数据归纳出柔轮齿间载荷分布的经验公式。

收稿日期: 2025-12-03

基金项目: 国家自然科学基金项目(51975251)

作者简介: 温霞,女,1989年生,四川内江人,硕士,工程师;主要研究方向为智能制造与汽车管理、培训等;wenxia8912@163.com。

何雪明(通信作者),男,1966年生,江苏苏州人,博士,教授;主要研究方向为谐波齿轮传动、机械复杂关键零部件CAD/CAM/PLM、间歇分度凸轮机构、双螺杆压缩机、罗茨泵、逆向工程;hxueming313@163.com。

引用格式: 温霞,何雪明,王润,等.基于有限元的齿条近似法谐波齿轮动态性能分析[J].机械传动,XXXX,XX(X):1-8.

WEN Xia, HE Xueming, WANG Run, et al. Dynamic performance analysis of harmonic gears based on finite element and rack approximation method[J]. Journal of Mechanical Transmission, XXXX, XX(X): 1-8.



免费获取

基于有限元方法的数值仿真已成为当前谐波齿轮研究的主要方法。OSTAPSKI等^[10]采用改进牛顿迭代法解决了薄壳结构的弹性变形问题,并利用Ansys软件建立了钟形柔轮有限元模型,分析了柔轮应力分布。LI^[11]自主开发有限元程序,分析了齿啮式筒形柔轮、变厚度筒底杯形柔轮及礼帽形柔轮的应力分布。ROUTH等^[12]采用有限元仿真方法研究了渐开线谐波减速器的啮合力分布规律。朱文博等^[13]针对圆弧齿廓谐波齿轮的侧隙问题建立了优化模型,并利用有限元分析方法验证了优化设计的有效性。陈晓霞等^[14]提出一种新的齿廓啮合刚度计算方法,并结合有限元非线性接触分析,研究了柔轮的啮合力分布规律。

虽然国内外专家学者对谐波齿轮齿廓设计和性能不足等难题进行了深入研究,但对谐波齿轮性能的研究主要集中于柔轮相对于刚轮转动少数齿的情况。然而,基于少数齿啮合的谐波齿轮传动啮合特性分析,难以反映谐波齿轮在实际工况下的承载传动性能。本文将在谐波齿轮齿廓参数化设计和谐波齿轮参数化建模基础上,结合有限元仿真,分析基于齿条近似法的柔轮在不同负载情况下多齿啮合传动的动态性能,为机器人高性能谐波齿轮设计制造提供依据和数据支持。

1 齿条近似法谐波齿轮模型建立

1.1 齿条近似法原理

本文采用CSD-20-80-2A-GR-SP型号的谐波减速器,柔轮和刚轮的结构设计基本参数分别如表1和表2所示。图1(a)所示为齿条近似法,柔轮齿相对于刚轮齿沿着近似运动轨迹做平移运动^[15]。图1(b)为近似刚轮齿条和近似柔轮齿条组成的谐波齿轮示意图。近似柔轮齿条上任意点运动轨迹为

$$\begin{cases} x_{ab} = 0.5m[2\varphi_1 - \omega_0^* \sin(2\varphi_1)] \\ y_{ab} = \omega_0^* m \cos(2\varphi_1) \end{cases} \quad (0 \leq 2\varphi_1 \leq \pi) \quad (1)$$

式中, m 为模数; φ_1 为柔轮未变形端转角; ω_0^* 为柔轮径向变形系数。

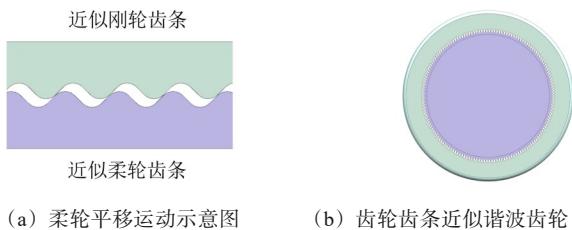


图1 齿条近似法

Fig. 1 Rack approximate method

1.2 基于齿条近似法的柔轮和刚轮齿廓设计

图2(a)所示的曲线 AB 为近似刚轮齿条相对于近似柔轮齿条啮入啮出完整一个齿的平移运动轨迹。

将曲线 AB 作为基本映射曲线, B 点作为映射基点, AB 以1:2的比例进行相似坐标变换,与平移运动轨迹高度的一半交于点 C 得刚轮凸齿廓曲线 BC ;以 C 点为映射基点,将曲线 BC 逆时针旋转 180° 得柔轮凸齿廓曲线 AC 。图2(b)所示的曲线 AC 中, A 点始终沿 AB 运动,而曲线 AC 与 BC 均由曲线 AB 相似坐标转换得到,存在映射关系,所以两者能始终保持连续接触状态。这种接触可确保柔轮与刚轮凸齿廓运动过程始终保持着连续啮合。

表1 柔轮结构设计基本参数

Tab. 1 Basic parameters of the flexible gear structure design

设计参数	参数公式	参数数值
传动比	给定值	80
模数/mm	给定值	0.396
压力角/(°)	给定值	20
柔轮筒长/mm	给定值	40
倒角尺寸/mm	给定值	0.3
齿冠高度系数 h_{a1}^*	给定值	0.7
齿底高度系数 h_{f1}^*	给定值	0.8
齿数 z_r	给定值	160
全齿高	$m(h_{a1}^*+h_{f1}^*)$	计算值
分度圆直径 d_r	mz_r	计算值
齿顶圆直径	$d_r+2mh_{a1}^*$	计算值
齿根圆直径 d_{fr}	$d_r-2mh_{f1}^*$	计算值
柔轮壁厚 t /mm	0.35~0.55	计算值
齿条长度	$(0.1\sim0.2)d_r$	计算值
内壁直径	$d_{fr}-2t$	计算值

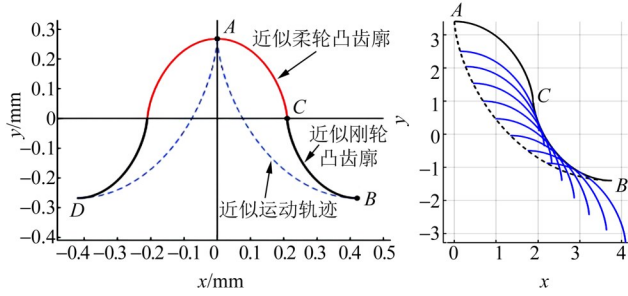
表2 刚轮结构设计基本参数

Tab. 2 Basic parameters of the rigid gear structure design

设计参数	参数公式	参数数值
传动比	给定值	80
模数/mm	给定值	0.396
压力角/(°)	给定值	20
倒角尺寸/mm	给定值	0.3
齿冠高度系数 h_{a2}^*	给定值	0.3
齿底高度系数 h_{f2}^*	给定值	1.2
齿数 z_g	给定值	162
全齿高 h_g	$m(h_{a2}^*+h_{f2}^*)$	计算值
分度圆直径 d_g	mz_g	计算值
齿顶圆直径	$d_g+2mh_{a2}^*$	计算值
齿根圆直径 d_{fg}	$d_g+2mh_{f2}^*$	计算值
刚轮厚度	$(d_{fg}+2\text{ mm})\sim(d_{fg}+3\text{ mm})$	计算值
齿条长度	$(0.1\sim0.2)d_g$	计算值
刚轮外径	$d_g+h_g+3\text{ mm}$	计算值

以1:2的比例将曲线 AB 进行变换后得刚轮凸齿廓 BC ,其在曲线 AB 上啮入啮出,可看作曲线 BC 上的点 C 始终在运动轨迹上运动,其随点 C 进行相同坐标移动。考虑齿间侧隙与齿厚比可得刚轮凸齿廓曲

线BC和柔轮凸齿廓曲线AC的点的坐标表达式。其中, x_a 和 y_a 分别为AC上A点横、纵坐标; x_b 和 y_b 分别为BC上B点横、纵坐标。



(a) 近似运动移动轨迹 (b) 柔轮轮齿运动轨迹

图2 齿条近似法柔轮啮合轨迹

Fig. 2 Meshing trajectory of the flexible gear based on the rack approximation method

由轨迹映射, 刚轮近似凸齿廓移动坐标:

$$\begin{cases} x_{a1} = x_b - 0.5(x_b - x_a) + \xi + D_r \\ y_{a1} = y_b - 0.5(y_b - y_a) \end{cases} \quad (2)$$

柔轮近似凸齿廓移动坐标:

$$\begin{cases} x_{b1} = x_a + 0.5(x_b - x_a) + \xi - D_r \\ y_{b1} = y_a + 0.5(y_b - y_a) \end{cases} \quad (3)$$

刚轮近似凸齿廓表达式:

$$\begin{cases} x_{c1} = 0.25m(\pi + \theta_1 - k_a \sin \theta_1) + \xi + D_r \\ y_{c1} = -0.5m(1 - k_a \cos \theta_1) \end{cases} \quad (4)$$

柔轮近似凸齿廓表达式:

$$\begin{cases} x_{a1} = 0.25m(\pi - \theta_1 + k_a \sin \theta_1) - \xi + D_r \\ y_{a1} = 0.5m(1 - k_a \cos \theta_1) \end{cases} \quad (5)$$

式中, ξ 为侧隙调整量; D_r 为齿厚调整量, $D_r = 0.5\pi m / (1 + k_i) - 0.25\pi m$, k_i 为齿厚比; $\theta_1 = 2\varphi_1$; k_a 为齿廓调整系数。为避免齿廓干涉, 刚轮凹齿廓和柔轮凹齿廓引入间隙调整量 d_r 和 d_c , dx_w 为末端截面单齿齿厚修形量。

刚轮凸齿廓表达式为

$$\begin{cases} x_{ca3} = 0.25m(\pi + \theta_1 - k_a \sin \theta_1) + \xi + D_r + dx_w \\ y_{ca3} = -0.5m(1 - k_a \cos \theta_1) \end{cases} \quad (6)$$

刚轮凹齿廓表达式为

$$\begin{cases} x_{cb3} = 0.25m(\pi - \theta_1 + k_a \sin \theta_1) - \xi + D_r - dx_w + d_c \\ y_{cb3} = 0.5m(1 - k_a \cos \theta_1) \end{cases} \quad (7)$$

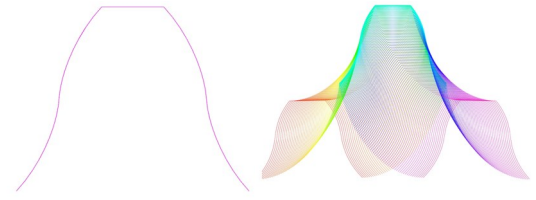
柔轮凸齿廓表达式为

$$\begin{cases} x_{fa3} = 0.25m(\pi - \theta_1 + k_a \sin \theta_1) - \xi + D_r + dx_w \\ y_{fa3} = 0.5m(1 - k_a \cos \theta_1) \end{cases} \quad (8)$$

柔轮凹齿廓表达式为

$$\begin{cases} x_{fb3} = 0.25m(\pi + \theta_1 - k_a \sin \theta_1) + \xi + D_r - dx_w + d_r \\ y_{fb3} = -0.5m(1 - k_a \cos \theta_1) \end{cases} \quad (9)$$

结合式(8)和式(9), 可得齿条近似法柔轮齿廓; 结合式(6)和式(7), 通过齿条近似法、谐波齿轮包络法生成刚轮齿廓, 如图3所示。



(a) 柔轮齿廓 (b) 刚轮齿廓

图3 齿条近似法齿廓

Fig. 3 Tooth profile based on the rack approximation method

1.3 基于UG软件谐波齿轮齿廓参数化自动建模

基于UG NX12.0和Visual Studio软件开发图4所示的谐波齿轮参数化自动建模流程。图5为在“系统变量”内新建系统变量“UGII_BASE_DIR”、变量值为“F:\ug”及新建环境变量“UGII_USER_DIR”、变量值为“F:\NXOPEN”的界面图。完成开发环境系统变量注册。在UG/Open UI Styler用户界面编辑器中添加“枚举类型”组件, 对谐波齿轮进行分类定义, 设置为齿条近似法谐波齿轮。在“输入齿条近似法谐波齿轮相关参数”界面设计了8个“双精度”类型输入框, 对应8个独立参数, 如图6所示。通过输入谐波齿轮基本设计参数、基本几何信息, 生成齿条近似法柔轮齿廓独立变量表达式, 写入UG软件中。

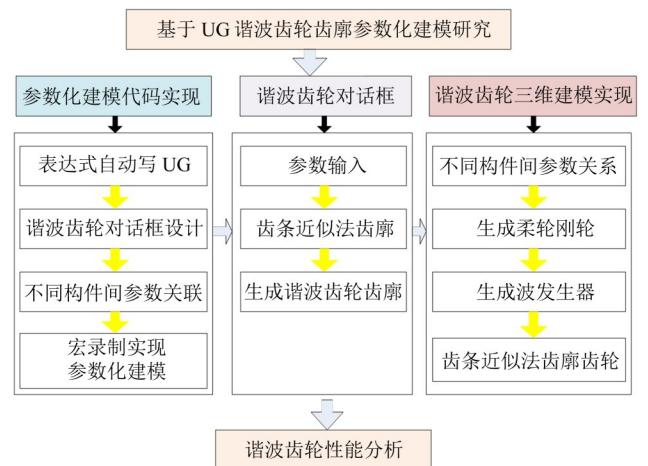


图4 系统设计流程图

Fig. 4 System design flow chart

柔轮三维模型通过UG二次开发程序自动生成。在对话框内输入独立参数, 数值分别为间隙量0.0024 mm、齿顶高系数0.7、齿根高系数0.9、齿轮壁厚1 mm、齿厚比2.3917、间隙控制量0.002 mm、

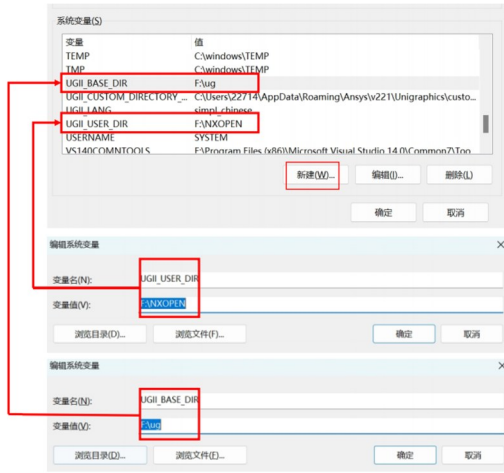


图5 新建系统变量

Fig. 5 Creating new system variable

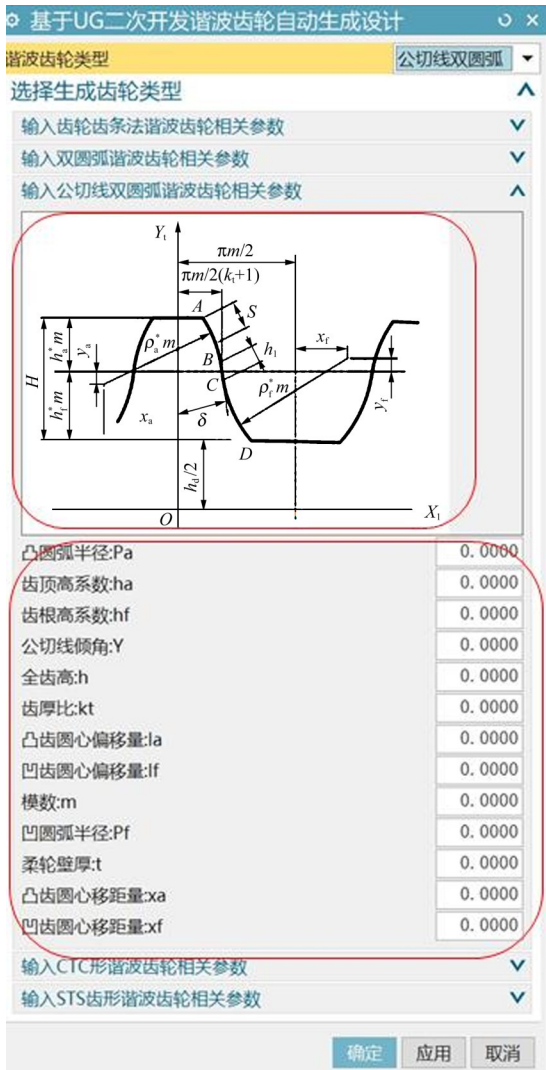


图6 谐波齿轮参数输入框

Fig. 6 Harmonic gear parameter input box

模数0.396 mm、柔轮壁厚1 mm。程序在图7所示的UG表达式内自动写入公式。建立柔轮左侧凸齿廓、左侧凹齿廓、齿顶线、右侧凸齿廓、右侧凹齿廓分别关于X和Y的规律曲线方程。通过UG插入规律曲

线，UG自动建模程序将自动绘制齿廓。阵列规律曲线(数量为160)得图8(a)所示的齿廓图，对其进行拉伸建模得到图8(b)所示的齿条，然后在其基础上进行柔轮杯体拉伸得到图8(c)所示的筒体，用UG合并功能将几部分合为一体生成谐波齿轮柔轮[图8(d)]^[16]。

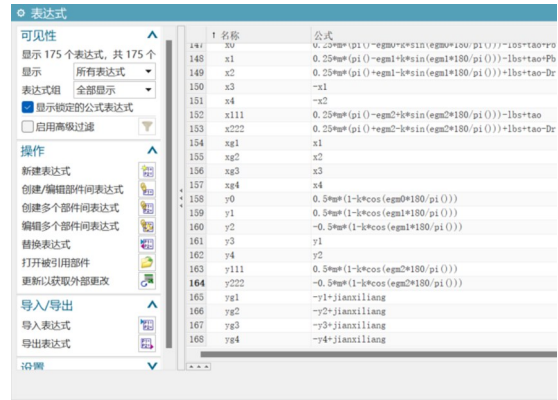


图7 柔轮齿廓表达式

Fig. 7 Expression of the flexible gear tooth profile

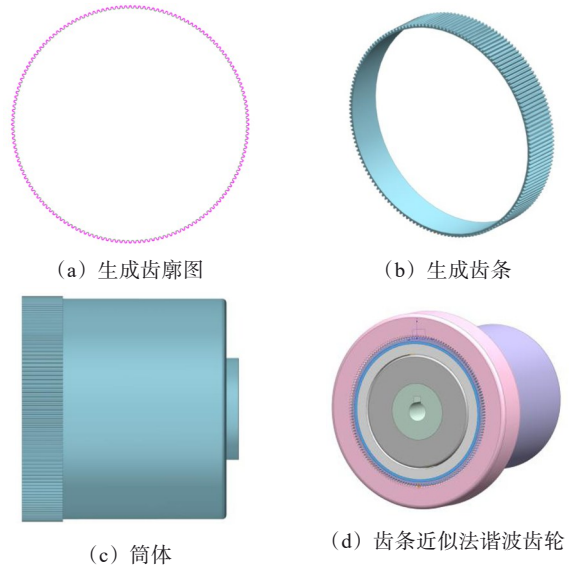


图8 齿条近似法谐波齿轮建模过程

Fig. 8 Harmonic gear modeling process using the rack approximation method

1.4 有限元求解设置

针对谐波减速器柔轮非线性大变形特征，采用Ansys Workbench进行网格划分。根据谐波齿轮柔轮和刚轮啮合的特点，着重对谐波齿轮柔轮齿形部分进行网格划分。在关键区域对柔轮齿面使用精细网格，确保得到满足有限元分析的网格质量。为提升有限元分析效率，采用“多区域”网格划分策略，在非关键部位使用较粗网格。在保证计算精度前提下，显著减少总单元数量，提高整体仿真效率。谐波齿轮传动装配模型的网格划分过程主要包括以下几个步骤。①模型导入：UG建立的三维几何通过Parasolid格式导出，并导入Ansys软件中进行前处理操作。②材料属性定义：分别设置各零部件的密度、

弹性模量及泊松比等材料属性。③单元类型设置: 考虑到柔轮工作过程中存在较大弹性变形, 且受力状态复杂, 采用多区域划分进行网格划分, 提高网格划分的成功率。④局部网格划分: 针对柔轮齿面与刚轮齿面等接触区域, 施加 0.65 mm 的细网格划分; 其余区域网格边长设为 0.8 mm, 提高网格划分效率。最终生成图 9 所示的谐波齿轮有限元模型。

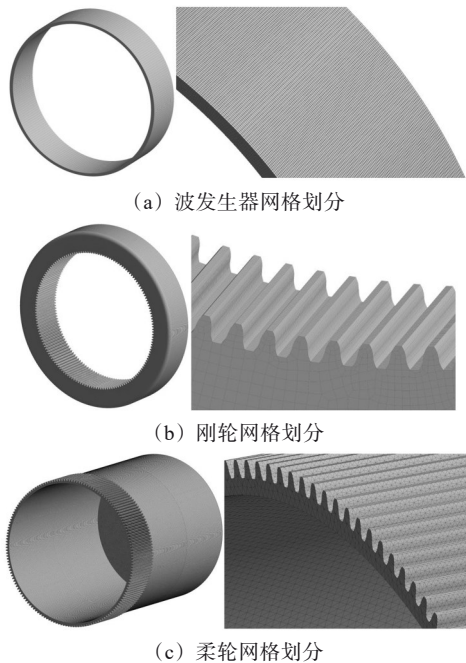


图 9 谐波齿轮网格划分

Fig. 9 Harmonic gear grid division

有限元分析模型的边界条件设置如下所述。

1) 接触面摩擦因数设置: 薄壁柔性内侧和波发生器间及柔轮和刚轮间的接触类型均为摩擦接触, 摩擦因数分别为 0.3 和 0.05。法向刚度为 0.05 N/m, 保证接触面相互作用稳定前提下避免刚性接触, 避免求解器因接触条件过于苛刻而导致仿真不收敛。在非线形控制内, Newton-Raphson 设置为非对称控制, 由于柔轮变形较大必须关闭小滑移, 同时将求解器类型内大挠形和弱弹簧打开。

2) 设置时间分析步: 本次分析共划分为 487 个时间步。第 1 时间步从 0 s 到 0.05 s, 这段时间内波发生器不转动, 薄壁柔轮在波发生器作用下发生变形, 完成与刚轮的装配并进入工作状态。第 2 时间步起始时间步为 0.05 s, 最小子步为 1 步, 最大子步为 100 步, 从第 2 时间步到第 487 时间步为柔轮加载状态, 每一步波发生器旋转 60° 。波发生器转动 180° , 带动柔轮完整啮合刚轮的一个轮齿。根据设定, 波发生器一共需要转动 29160° , 波发生器带动柔轮相对于刚轮转动 162 个齿, 实现与刚轮的完整啮合。

3) 添加旋转运动副。如图 10(a) 所示, 不需要固定柔轮在 X 轴和 Y 轴方向的平移自由度, 但需固定

柔轮在 X 轴、Y 轴方向的旋转自由度。如图 10(b) 所示, 在刚轮外圈表面添加对地旋转运动副, 限制刚轮在 X、Y、Z 三个方向的平移和旋转自由度。如图 10(c) 所示, 在波发生器旋转内圈表面添加对地旋转运动副, 限制波发生器在 X、Y、Z 三个方向的平移自由度, 限制 X、Y 两个方向的旋转自由度, 使运动副以波发生器回转中心为旋转轴。

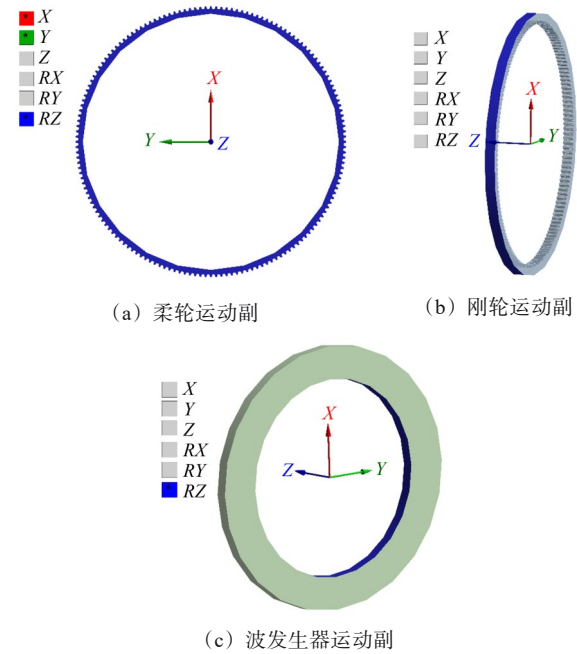


图 10 模型边界条件设置

Fig. 10 Model boundary condition settings

4) 添加约束条件: 第 1 时间分析步中, 将柔轮转矩设置为 $0 \text{ N}\cdot\text{m}$, 波发生器转速设置为 0° , 第 1 时间分析步作用是减小模型装配干涉情况影响, 使柔轮和刚轮间处于正常工作状态; 从第 2 时间分析步开始, 开始时间为 0.05 s, 波发生器转速设置为 60° , 此时刚轮作为固定件, 依靠波发生器外表面与柔轮内圈接触面的摩擦带动柔轮进行旋转。从第 2 时间分析步开始, 在柔轮表面施加一个与刚轮运动方向相反的转矩。从第 2 时间分析步开始一直到第 100 时间分析步, 给柔轮施加一个大小从 $5 \text{ N}\cdot\text{m}$ 开始到 $100 \text{ N}\cdot\text{m}$ 的力矩。

2 谐波齿轮动态性能分析

2.1 负载增大时柔轮应力分析

分别取 50、60、70、80、90、100 $\text{N}\cdot\text{m}$ 时的柔轮应力进行分析, 图 11 为施加上升负载时柔轮最大应力变化示意图。柔轮最大应力分别为 949.15、1 045.8、1 116、1 068.9、1 235、1 385.5 MPa。分析可知, 负载增加时, 柔轮最大应力分布不集中在齿根, 而是从齿根处向周围齿面均匀分散, 无应力集中现象。该现象出现有助于降低局部应力集中可能引发的材料疲劳失效风险。最大应力均匀分布,

柔轮连续多齿，更多柔轮齿面同时承受较大应力，表明高负载下，柔轮更多齿参与啮合，使加载状态下柔轮应力分布更加均匀，提高了承载能力。

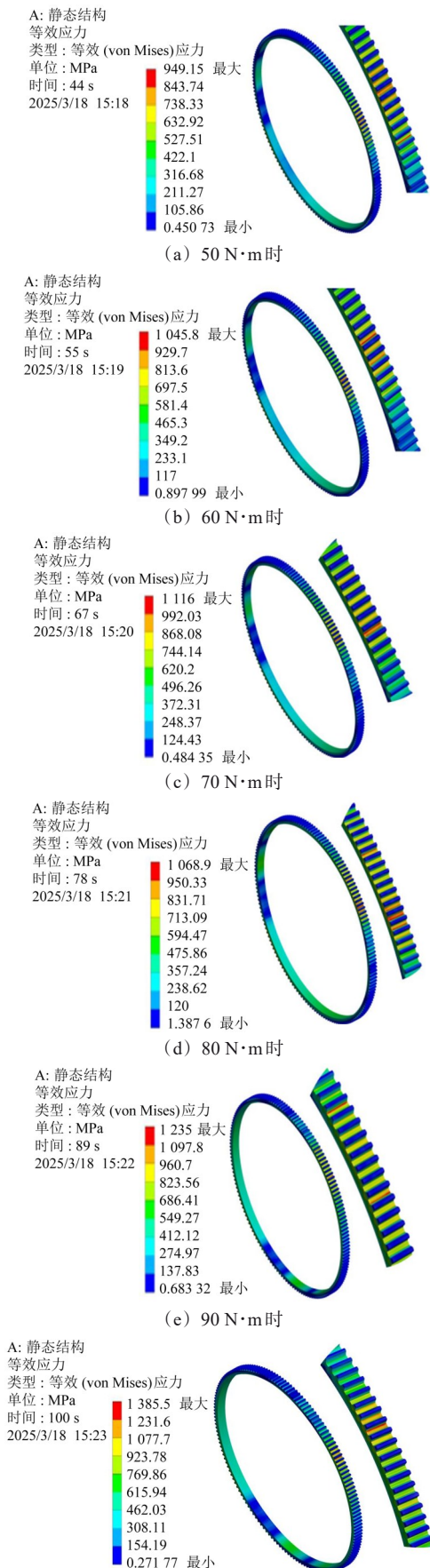
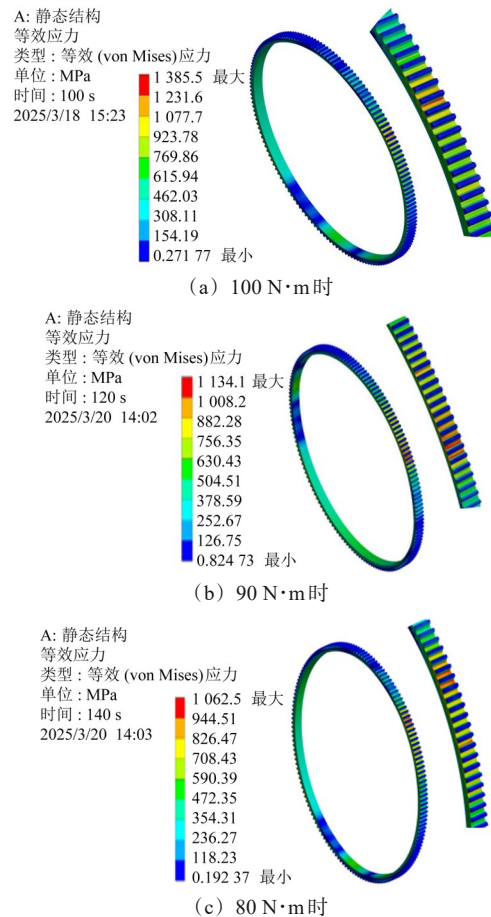


图 11 施加上升负载时柔轮最大应力示意图

Fig. 11 Schematic diagram of the maximum stress on the flexible gear under the applied lifting load

2.2 负载减小时柔轮应力分析

图 12 为施加从 100 N·m 到 50 N·m 下降负载时柔轮最大应力变化图，选取 100、90、80、70、60、50 N·m 负载下柔轮最大应力值。由图 12 可知，柔轮最大应力分别为 1 385.5、1 134.1、1 062.5、1 094.6、1 035.4、951.82 MPa。可知随负载降低，柔轮最大应力值依然在合理范围内下降。与负载 100 N·m 时柔轮最大应力相比，60 N·m 时柔轮最大应力值下降了 25.27%；相比于施加 60 N·m 负载上升到 100 N·m 最大应力值 32.48% 的变化量，逐渐减轻负载使柔轮最大应力值更加平稳。虽然柔轮最大应力整体随负载减小而下降，但应力值的变化趋势并非完全线性，尤其在 70 N·m 与 60 N·m 时出现局部波动；在较高负载下，应力集中效应更加显著；而随着负载的减轻，该效应趋于缓和。说明柔轮在中低负载范围内的受力更趋稳定，有助于延长使用寿命与提升系统可靠性。



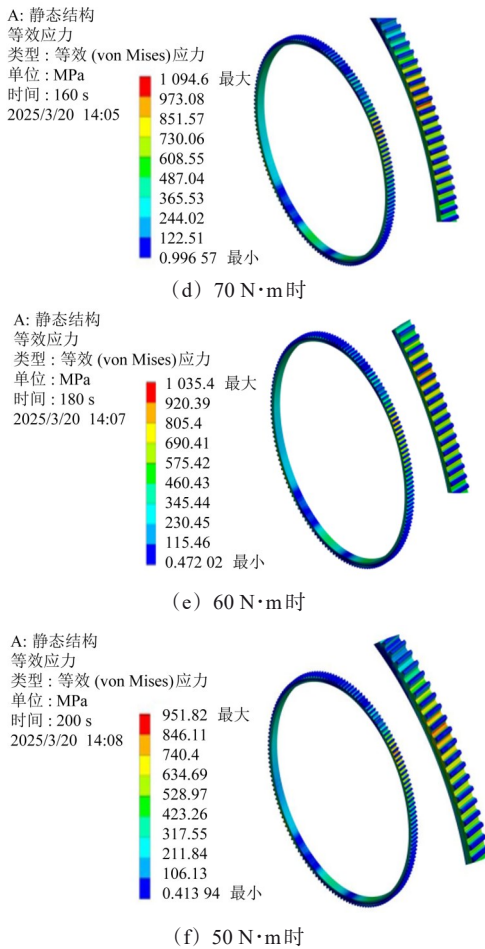


图12 施加下降负载时柔轮最大应力示意图

Fig. 12 Schematic diagram of the maximum stress on the flexible gear under the applied lowering load

图13所示为从100分析步到200分析步,给柔轮施加负载从100 N·m减少至50 N·m过程中,柔轮应力变化情况。可以看出,应力集中在1000 MPa到1400 MPa区间内;随着负载下降,柔轮应力值也下降。柔轮应力的下降变化趋势近似一条平稳下降的直线。这一现象表明,随着负载逐步减小,柔轮应力变化相对平稳,未出现突发性的应力集中或剧烈的波动,说明该种齿廓的柔轮在动态负载下降过程中表现出良好的动态性能。

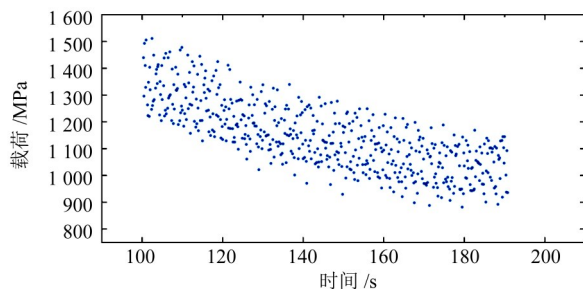


图13 施加下降负载时柔轮应力示意图(100~200 s)

Fig. 13 Schematic diagram of the flexible gear stress under the applied lowering load (100-200 s)

3 结论

本文基于齿条近似法,建立柔轮齿廓相对于刚轮齿廓平移运动的轨迹方程,并基于该轨迹通过轨迹映射得到柔轮和刚轮的凸齿廓。

基于UG NX12.0和Visual Studio软件联合开发了谐波齿轮参数化自动建模。以NXOPEN C++ Wizard为应用编程接口,在Visual Studio中进行程序的编写,完成主要功能的实现。在UG12.0的UI样式编辑器内完成谐波齿轮自动生成程序操作界面的设计。在Visual Studio中开发程序,实现谐波齿轮基本变量与表达式向UG软件的自动输入。通过UG宏录制功能得到谐波齿轮三维建模过程,结合齿廓表达式自动写入UG软件的代码,实现了谐波齿轮自动建模。

基于谐波齿轮二次开发程序,自动生成齿条近似法谐波齿轮的三维模型,利用Ansys软件对柔轮采用多区域方法进行网格划分,研究了变负载状态下谐波齿轮性能。

1) 负载增加时柔轮最大应力分布不集中在齿根,而是从齿根处向周围齿面均匀分散,无应力集中现象,有助于降低局部应力集中可能引发的材料疲劳失效风险。多柔轮齿面同时承受较大应力,使得加载状态下柔轮应力分布更加均匀,提高了承载能力。

2) 随负载降低,最大应力值也下降。虽然柔轮的最大应力整体随负载减小而下降,但应力值的变化趋势并非完全线性,尤其在70 N·m与60 N·m时出现局部波动;在较高负载下,应力集中效应更加显著;而随着负载的减轻,该效应趋于缓和。这说明,柔轮在中低负载范围内的受力更趋稳定,有助于延长使用寿命与提升系统可靠性。

参 考 文 献

- [1] 胡时林,姚廷强,秦昊,等. 双圆弧柔轮内部应力分布研究[J]. 机械传动,2020,44(5):23-28.
HU Shilin, YAO Tingqiang, QIN Hao, et al. Research of internal stress distribution of double arc flexspline[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(5): 23-28.
- [2] 刘士攀,陈晓霞,邢静忠. 谐波齿轮柔轮齿圈结构参数对最高负载应力影响研究[J]. 机械传动,2025,49(5):24-31.
LIU Shipan, CHEN Xiaoxia, XING Jingzhong. Study on the influence of structural parameters of flexspline tooth rings on the maximum load stress in harmonic drives[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2025, 49(5): 24-31.
- [3] 邢静忠,杨子钰,陈晓霞,等. 谐波齿轮间隙装配下柔轮齿圈的力学特性及轮齿定位研究[J]. 机械传动,2022,46(12):7-15.
XING Jingzhong, YANG Ziyu, CHEN Xiaoxia, et al. Research on tooth positioning and mechanical properties of flexspline tooth rings with harmonic gear clearance assembly[J]. Journal of Me-

- chanical Transmission, 2022, 46(12): 7-15.
- [4] 穆塔里夫·阿赫迈德, 张伟国, 孙光耀, 等. 谐波齿轮传动系统柔轮应力的数值建模与分析[J]. 机床与液压, 2022, 50(1): 141-143.
MUTELLIP Ahmat, ZHANG Weigu, SUN Guangyao, et al. Numerical modeling and analysis of flexspline stress in harmonic gear drive system [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(1): 141-143.
- [5] 蒋倩倩, 王家序, 李俊阳, 等. 双圆弧谐波传动齿廓参数对柔轮应力影响[J]. 上海交通大学学报, 2020, 54(2): 167-175.
JIANG Qianqian, WANG Jiaxu, LI Junyang, et al. Influence of double circular arc harmonic transmission profile parameters on flexspline stress [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2020, 54(2): 167-175.
- [6] 邹创, 陶涛, 姜歌东, 等. 考虑力学特性的谐波齿轮啮合参数优化方法[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(2): 16-23.
ZOU Chuang, TAO Tao, JIANG Gedong, et al. An optimization method for meshing parameters of harmonic drives considering mechanical characteristics [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(2): 16-23.
- [7] 叶南海, 邓鑫, 何韵, 等. 谐波柔轮力学分析与疲劳寿命研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2018, 45(2): 18-25.
YE Nanhai, DENG Xin, HE Yun, et al. Study on mechanical analysis and fatigue life of harmonic flexspline [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2018, 45(2): 18-25.
- [8] TJAHOJWIDODO T, AL-BENDER F, VAN BRUSSEL H. Theoretical modelling and experimental identification of nonlinear torsional behaviour in harmonic drives [J]. Mechatronics, 2013, 23: 497-504.
- [9] ИВАНОВ М Н. Волновые передачи [М]. Москва: Машиностроение, 1987: 103-120.
- [10] OSTAPSKI W, MUKHA I. Stress state analysis of harmonic drive elements by FEM [J]. Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences, 2007, 55(1): 115-123.
- [11] LI S T. Diaphragm stress analysis and fatigue strength evaluation of the flex-spline, a very thin-walled spur gear used in the strain wave gearing [J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 104: 1-16.
- [12] ROUTH B, MAITI R, RAY A K, et al. An investigation on secondary force contacts of tooth pairs in conventional harmonic drives with involute toothed gear set [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 230(4): 622-638.
- [13] 朱文博, 阳鼎, 甘屹, 等. 圆弧齿廓谐波齿轮齿廓设计和啮合侧隙优化[J]. 机械设计, 2019, 36(2): 32-39.
ZHU Wenbo, YANG Ding, GAN Yi, et al. Tooth profile design and meshing backlash optimization of circular-arc harmonic gear [J]. Journal of Machine Design, 2019, 36(2): 32-39.
- [14] 陈晓霞, 刘玉生, 邢静忠, 等. 谐波齿轮中柔轮中性层的伸缩变形规律[J]. 机械工程学报, 2014, 50(21): 189-196.
CHEN Xiaoxia, LIU Yusheng, XING Jingzhong, et al. Neutral line stretch of flexspline in harmonic driver [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(21): 189-196.
- [15] 韩金林. 谐波齿轮传动系统非线性动力学特性研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2022: 23-27.
HAN Jinlin. Ansys of nonlinear dynamic characteristics of harmonic gear drive system [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2022: 23-27.
- [16] 郑钧剑. 基于动态啮合的谐波齿轮传动齿形设计研究[D]. 无锡: 江南大学, 2023: 20-27.
ZHENG Junjia. Research on tooth profile design of harmonic gear transmission based on dynamic meshing [D]. Wuxi: Jiangnan University, 2023: 20-27.

Dynamic performance analysis of harmonic gears based on finite element and rack approximation method

WEN Xia^{1,2} HE Xueming² WANG Run² MU Yanming²

(1. School of Intelligent Manufacturing and Automotive, Neijiang Vocational & Technical College, Neijiang 641199, China)

(2. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi 214122, China)

Abstract: [Objective] Harmonic gears are key components of robotic transmission systems, and their dynamic performance directly determines the service life and operational stability of the entire system. To investigate the dynamic mechanical characteristics of harmonic gears under the full meshing state of the flexible and circular spline, the analysis was carried out by adopting the rack approximation method combined with finite element simulation. [Methods] The mathematical models of the tooth profiles of the flexible and circular spline were derived using the rack approximation method. Parametric automatic modeling of the harmonic gear was realized based on UG NX12.0 and Visual Studio platforms. Dynamic simulations of the sequential meshing process of 162 teeth between the flexible and circular spline were carried out by means of Ansys Workbench finite element software, and the distribution law of the maximum stress of the flexible gear under varying loads was systematically studied. [Results] The simulation results show that with the increase of load, the maximum stress of the flexible gear is uniformly dispersed from the tooth root area to the surrounding tooth surfaces; with the decrease of load, the maximum stress value of the flexible gear decreases synchronously. Under high-load conditions, the stress concentration effect at the tooth root of the flexible gear is significant, and this effect is gradually alleviated with the reduction of load. This study reveals the