

谐波减速器柔轮模态分析与优化方法

王 洋 刘倩倩 穆晓彪 王 浩

(北京中技克美谐波传动股份有限公司, 北京 101300)

摘要 针对柔轮小型化、轻量化、高谐振频率的设计需求,以柔轮内径、长径比、厚径比和齿宽系数为研究变量,基于有限元软件Ansys,采用响应面法参数优化分析探究了各参数变化对柔轮固有频率的影响。结果表明,在柔轮小型化的设计过程中,柔轮内径和长径比的减小会引起其固有频率的增加,厚径比和齿宽系数的减小会导致其固有频率增大;但其固有频率都大于减速器工作的激励频率,因此,不会发生共振,不影响正常工作。

关键词 谐波减速器 响应面法 模态 固有频率

Modal Analysis and Optimization Method of Flexspline of Harmonic Reducer

Wang Yang Liu Qianqian Mu Xiaobiao Wang Hao

(Beijing CTKM Harmonic Drive Co., Ltd., Beijing 101300, China)

Abstract In response to the design requirements of miniaturization, lightweight and high resonance frequency of the flexspline, the inner diameter, aspect ratio, thickness-diameter ratio and tooth width coefficient of the flexspline are used as research variables. Based on the finite element Ansys, the response surface method parameter optimization analysis is used to explore the influence of the changes of each parameter on the natural frequency of the flexspline. The results show that, in the design process of the flexspline miniaturization, the decrease of the inner diameter and the aspect ratio of the flexspline will increase its natural frequency, and the decrease of the thickness-diameter ratio and the tooth width coefficient will increase its natural frequency, but its natural frequency is greater than the working excitation frequency of the reducer, and resonance will not occur to affect normal operation.

Key words Harmonic reducer Response surface method Modal Natural frequency

0 引言

谐波减速器是一种依靠波发生器使柔轮产生可控弹性变形并与刚轮相啮合来传递运动和动力的齿轮传动机构,具有传动比大、传动精度高和回差小等^[1-2]优点,被广泛应用在航空航天、机器人、光学仪器和医疗器械等精密仪器中。柔轮作为谐波减速器工作中的关键零部件,针对其齿廓参数^[3-5]、结构参数^[6-7]已经有大量的分析研究。在工作过程中,柔轮会受到循环载荷,从而产生振动效应;如果柔轮的振动频率达到其自身固有频率,将会产生共振,加速柔轮的变形与破坏,影响谐波减速器的传动精度并最终导致柔轮发生疲劳断裂。为此,对柔轮进行模态分析,对于优化柔轮的结构、避免共振^{[8]32}、提高谐波减速器的使用寿命至关重要^{[9]19-21}。

目前,国内谐波减速器的研究方向主要集中于高承载、高刚度和小型化的设计,这其中短筒谐波减速器的研究成为了目前的重点方向。吴伟国等^[10]提出了一种短筒柔轮谐波齿轮传动的新工艺,即带有一定倾角的刚轮齿廓,并验证了其可以很好地提高传动的刚度;彭盼道^[11]为短筒谐波减速器的齿型设计与优化提出了一种新方法,并通过柔轮与柔性轴承的有限元分析,为降低柔轮应力、设计和校核谐波减速器提供了新思路和新方法;张雷等^[12]基于响应面法和中心复合设计方法分析了柔轮内径、齿厚比、长径比和径向变形量对柔轮应力和刚度的影响,并提出了一种结构最优设计的补偿方法。柔轮作为谐波减速器中最重要的零件,小型化设计必然伴随着相关结构参数的变化。探究结构参数变化对

其固有频率的影响,对于设计动态性能更加良好、传动精度更高的谐波减速器具有重要意义。

本文中以某谐波减速器柔轮为研究对象,利用有限元法,进行了柔轮的模态分析;并运用响应面模块,基于中心复合设计方法分析了柔轮内径、长径比、厚径比和齿宽系数的变化对柔轮固有频率的影响,为柔轮小型化结构设计优化提供参考依据。

1 柔轮基本结构及参数

本文中以 HD 公司 CSF40-80 型谐波减速器的柔轮为研究对象,其基本结构及相关参数分别如图 1 和表 1 所示。

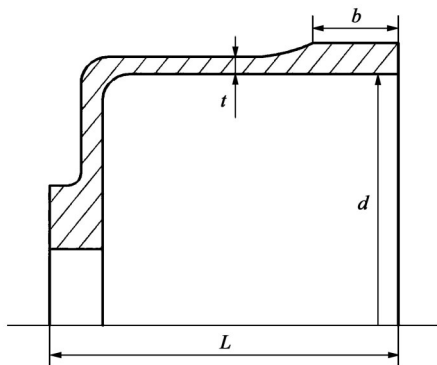


图1 柔轮结构简图

Fig. 1 Diagram of flexspline structure

表1 柔轮基本结构参数

Tab. 1 Basic structure parameters of flexspline

筒长 L/mm	内径 d/mm	齿宽 b/mm	壁厚 t/mm	模数 m/mm
51	98.2	17	0.64	0.634

2 有限元模态分析

2.1 模态分析

将谐波减速器柔轮的有限元模型视为一具有有限个自由度的弹性系统,采用虚功方程,可将其运动方程表述为^[13]

$$\{M\}\{\ddot{\delta}\} + \{C\}\{\dot{\delta}\} + \{K\}\{\delta\} = \{R(t)\} \quad (1)$$

式中, M 为结构总质量矩阵; C 为结构的阻尼矩阵; K 为结构的总刚度矩阵; $R(t)$ 为结构的载荷矩阵。

为了获得固有频率,可取 $\{R(t)\} = 0$; 忽略结构阻尼 C 的影响,则式(1)就变成无阻尼自由振动方程,即

$$\{M\}\{\ddot{\delta}\} + \{K\}\{\delta\} = 0 \quad (2)$$

式(2)的解可写成

$$\{\delta\} = \{\delta_M\} \sin(\omega t) \quad (3)$$

式中, δ_M 为振型列向量; t 为时间; ω 为固有频率。

令 $\omega^2 = \lambda$, 将式(3)代入式(2),可得广义特征方程为

$$([K] - \lambda[M])\{\delta_M\} = 0 \quad (4)$$

2.2 有限元前处理

柔轮材料为 30CrMnSiA, 密度为 $7\,750\text{ kg/m}^3$, 弹性模量为 196 GPa , 泊松比为 0.3 。考虑到参数化分析需要保证参数值以外的其余变量都保持不变以消除其影响,故本文中采用柔轮的等效齿厚模型,在 Workbench 的 DM 中建立柔轮的参数化模型(图 2)。其中,柔轮内径 $d=2r$, 长径比 i 、厚径比 j 和齿宽系数 k 作为参数变量。为了得到质量较好的网格,将柔轮进行 Slice 处理,然后用 Form new part 命令生成一个新的部件,采用自动网格划分的方法得到质量较好的六面体网格(图 3)^[14]; 固定柔轮杯底凸缘,考虑到影响柔轮振动的主要是前几阶固有频率,设置求解阶数为 6 阶模态并输出每阶对应的整体变形结果,提交有限元分析。

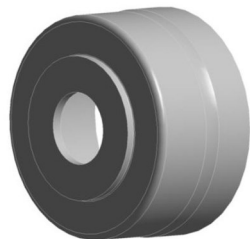


图2 参数化模型

Fig. 2 Parametric model

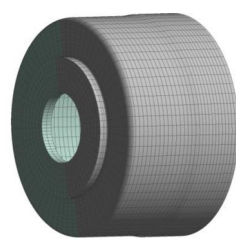


图3 网格模型

Fig. 3 Mesh model

2.3 模态分析结果

求解的模态分析结果和应力云图分别如表 2 和图 4 所示。由表 2 中可以看出,柔轮的 1 阶、2 阶固有频率 (411.54 Hz) 相等, 3 阶、4 阶固有频率 (478.13 Hz) 相等, 5 阶、6 阶固有频率出现了较大的增加; 从图 4 所示可以看到, 柔轮 1 阶、2 阶模态分析的结果主要表现为 4 个方向上的振动, 3 阶、4 阶模态分析的结果主要表现为两个方向的振动, 5 阶模态表现为沿着杯底的扭转振动, 6 阶表现为 6 个方向上的振动, 模态结果与文献[8]^[12]和文献[9]^[1]基本一致。

表2 模态分析结果

Tab. 2 Modal analysis results

阶数	固有频率/Hz	阶数	固有频率/Hz
1	411.54	4	478.13
2	411.54	5	754.64
3	478.13	6	1 008.1

查阅 HD 手册^[15]可以看到, CSF40-80 在额定工况下的平均输入转速为 $3\,000\text{ r/min}$, 减速比为 80; 经减速器后, 柔轮输出转速为 37.5 r/min 。此时, 可计算得到柔轮工作时的激励频率为 $f=2nz/60=200\text{ Hz}$, 而柔轮模态分析的 1 阶固有频率为 411.54 Hz , 成功

避开了激励频率。因此，在额定工况下，柔轮是不会发生共振现象的。

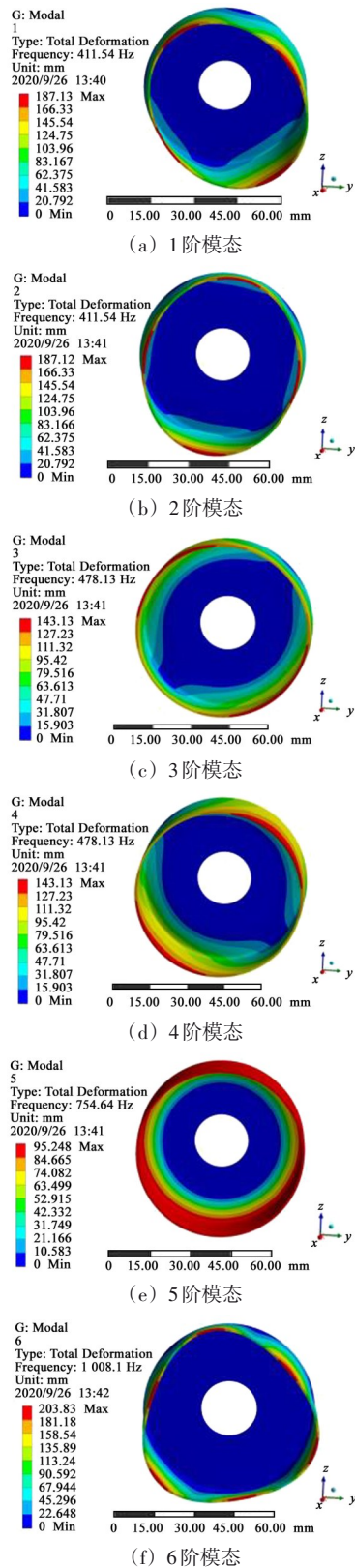


图4 模态分析结果

Fig. 4 Modal analysis results

2.4 有限元后处理

从图4所示的模态分析应变云图可看到，柔轮前4阶模态分析的固有频率可能会在小型化的设计中影

响到其动态特性。因此，设定前4阶模态分析的固有频率作为输出的参数变量。选择 Workbench 中的优化设计模块 Response Surface 进行分析，设计变量类型为 Continuous 的中心复合设计方法(CCD)。分别设定输入参数的上、下限取值范围进行有限元分析。

3 结果分析

3.1 柔轮内径 $d(d=2r)$

作为谐波减速器中最容易发生疲劳破坏的构件，柔轮内径的大小与其筒长、壁厚以及齿圈宽度等这些影响柔轮力学性能的参数密切相关。本文中在分析柔轮内径的取值范围变化对柔轮固有频率的影响过程中，保证筒长、壁厚和齿圈宽度等取值随柔轮内径的变化而取得相应的值；设柔轮内径 d 的取值范围为60~100 mm，观测其前4阶固有频率大小的变化规律。

从图5所示柔轮半径对其固有频率的影响曲线可以看出，柔轮内径的增大伴随着其固有频率的减小，发生共振的可能性增加。随着柔轮半径的增大，柔轮前4阶固有频率都快速地减小，并且3阶、4阶固有频率的减小速率稍大于1阶、2阶固有频率，说明柔轮内径的变化对于高阶固有频率的大小影响更加明显。同时也可以看出，在柔轮的小型化和轻量化设计过程中，减小柔轮内径的同时其固有频率增大，不易发生共振破坏，减小柔轮内径不会引起共振。

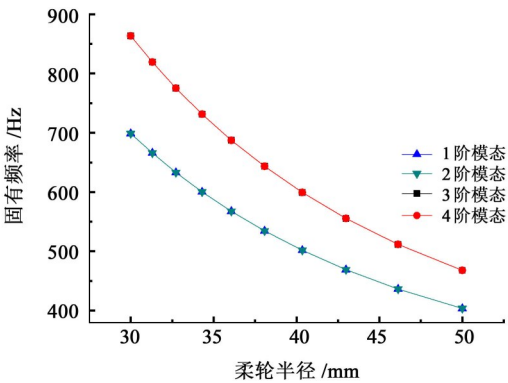


图5 柔轮半径对固有频率的影响

Fig. 5 Influence of flexspline radius on natural frequency

3.2 长径比 i

柔轮筒长作为一个影响其力学性能的重要参数，探究筒长变化对其固有频率大小的影响规律，对设计小型化、轻量化和高性能的柔轮结构有重要意义。本文中在柔轮内径取值一定的条件下，以长径比0.35~0.7为取值范围，探究其影响规律。

由图6所示长径比对柔轮固有频率的影响曲线可以看到，随着柔轮长径比增大，其固有频率急剧减小，发生共振的可能性增加。随着柔轮长径比的增大，柔轮前4阶固有频率急剧减小，并且3阶、4阶

固有频率的减小速率略大于前两阶固有频率,为此,在柔轮的小型化设计中,减小长径比的同时,柔轮前4阶固有频率急剧增大,发生共振的可能急剧减小,小的长径比不会引起共振。

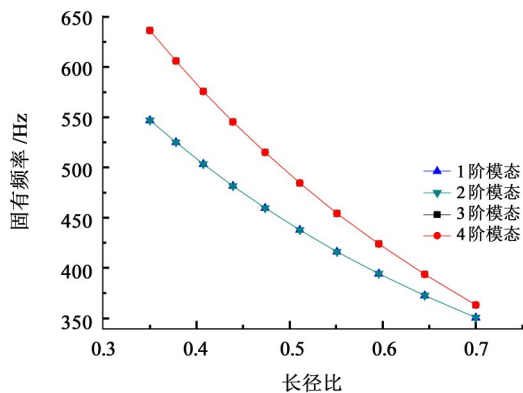


图6 长径比对固有频率的影响

Fig. 6 Influence of length-diameter ratio on natural frequency

3.3 厚径比 j

柔轮壁厚作为影响其力学性能和承载能力的重要因素,在柔轮的轻量化设计过程中,探究齿厚变化对柔轮固有频率的影响,对于涉及合理且力学性能好、承载能力高的结构有积极意义。本文中在柔轮内径不变的情况下,以厚径比为变量,取值范围0.01~0.015,探究其变化对固有频率的影响。

由图7所示柔轮厚径比对其固有频率的影响曲线可看出,柔轮齿厚的增加会引起其固有频率近似线性的增大,发生共振可能性降低。随着柔轮厚径比的增大,其前4阶固有频率近似线性增大,并且3阶、4阶固有频率的增大速率和1阶、2阶基本一致。因此,在柔轮轻量化的设计过程中,选择适中的厚径比,可以减小其固有频率,防止共振发生,增加柔轮使用寿命。

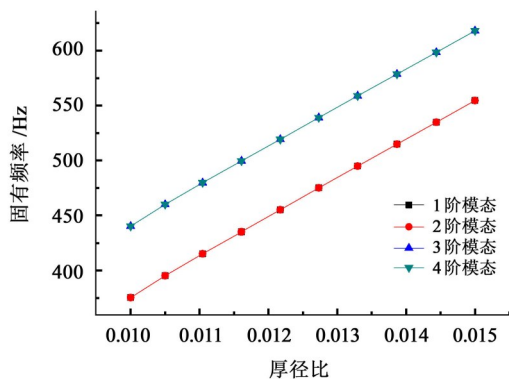


图7 厚径比对固有频率的影响

Fig. 7 Influence of thickness-diameter ratio on natural frequency

3.4 齿宽系数 k

齿圈宽度作为影响柔轮应力集中、啮合性能和承载能力的参数,探究其取值变化对柔轮固有频率

的影响,可以为设计具有良好使用性能的柔轮提供参考价值。本文中在柔轮内径不变的情况下,以齿宽系数取值0.1~0.2作为衡量齿圈宽度的标准,观察其变化对柔轮固有频率的影响。

由图8所示齿宽系数对柔轮固有频率的影响曲线图可以看到,齿圈宽度的增大会引起柔轮前两阶固有频率的增加,而导致3阶、4阶固有频率的减小。随着齿宽系数的增加,柔轮前两阶固有频率近似线性增大,而3阶、4阶固有频率近似线性减小。考虑到最容易导致柔轮发生共振的是前两阶固有频率,所以,在轻量化的设计过程中,柔轮的齿圈宽度可以根据承载能力和力学性能的要求选择合适的宽度,其不易发生共振现象。

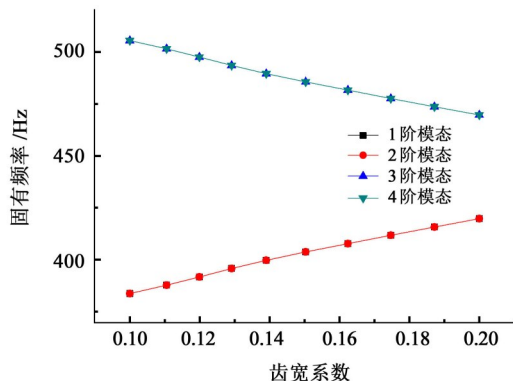


图8 齿宽系数对固有频率的影响

Fig. 8 Influence of tooth width coefficient on natural frequency

4 结论

(1) 柔轮的有限元模态分析结果表明,在正常境况下,柔轮的固有频率大于激励频率,不会发生共振现象。

(2) 柔轮的小型化设计中,柔轮筒长和内径的减小会引起其固有频率增加,不会发生共振;而柔轮厚度的减小会引起其固有频率减小,但其值也大于激励频率,不会发生共振。

(3) 齿宽系数对柔轮前两阶和3阶、4阶的影响效果相反,考虑到实际共振的影响,故可以在考虑啮合性能的前提下选择合适的齿圈宽度。

因此,在谐波柔轮轻量化和小型化的设计过程中,柔轮内径和长径比的变化不会引起共振;而厚径比和齿宽系数需要根据实际的承载能力和传动情况进行选择。

参 考 文 献

- [1] 王瑞锋,张立勇,张建伟,等.谐波齿轮传动概述[J].机械传动,2019,43(1):171-176.

- WANG Ruifeng, ZHANG Liyong, ZHANG Jianwei, et al. Overview of harmonic gear transmission[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(1): 171-176.
- [2] 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: 35-40.
- SHEN Yunwen, YE Qingtai. The theory and design of harmonic gear drive[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1985: 35-40.
- [3] 袁安富, 邱胜峰, 施徐凯. 双圆弧柔轮齿形参数对谐波齿轮传动共轭特性的影响[J]. 机械传动, 2020, 44(5): 107-112.
- YUAN Anfu, QIU Shengfeng, SHI Xukai. The influence of the tooth profile parameters of the double arc flexspline on the conjugate characteristics of the harmonic gear transmission[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(5): 107-112.
- [4] LEON 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, 2015, 37(2): 723-735.
- [5] ISHIKAWA S, KIYOSAWA Y. Flexing contact type gear drive of non-profile-shifted two-circular-arc composite tooth profile: US5458023[P]. 1995-10-17.
- [6] 赵建虎. 谐波传动机构柔轮的应力分布及寿命特性分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013: 20-24.
- ZHAO Jianhu. Analysis of stress distribution and life characteristics of flexspline of harmonic drive mechanism[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013: 20-24.
- [7] 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): 1-7.
- GAO Haibo, LI Zhigang, DENG Zongquan. Sensitivity analysis of cup-shaped flexspline structure parameters to flexspline stress based on ANSYS[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(5): 1-7.
- [8] 徐玉升. 基于ANSYS的谐波齿轮柔轮的有限元模态分析[J]. 科技资讯, 2014, 12(13): 32.
- XU Yusheng. Finite element modal analysis of harmonic gear flexspline based on ANSYS[J]. Science and Technology Information, 2014, 12(13): 32.
- [9] 余宁, 阮毅, 王智圣. 双圆弧齿型谐波减速器柔轮的模态分析[J]. 机电工程技术, 2018, 47(12): 19-21.
- YU Ning, RUAN Yi, WANG Zhisheng. Modal analysis of the flexspline of the double-arc tooth type harmonic reducer[J]. Mechatronic Engineering Technology, 2018, 47(12): 19-21.
- [10] 吴伟国, 于鹏飞, 侯月阳. 短筒柔轮谐波齿轮传动新设计新工艺与实验[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2014, 46(1): 40-46.
- WU Weiguo, YU Pengfei, HOU Yueyang. New design, new technology and experiment of short tube flexible gear harmonic gear transmission[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46(1): 40-46.
- [11] 彭盼道. 短筒柔轮谐波减速器设计与有限元分析[D]. 广州: 华南理工大学, 2018: 45-57.
- PENG Pandao. Design and finite element analysis of harmonic drive with short flexspline[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2018: 45-57.
- [12] 张雷, 张立华, 王家序, 等. 基于响应面的柔轮应力和刚度分析[J]. 浙江大学学报(工学版), 2019, 53(4): 638-644.
- ZHANG Lei, ZHANG Lihua, WANG Jiaxu, et al. Analysis of stress and stiffness of flexspline based on response surface method[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Edition), 2019, 53(4): 638-644.
- [13] 赵罟, 辛洪兵. 谐波减速器刚轮的模态分析[J]. 机械设计与研究, 2005(6): 58-60.
- ZHAO Fu, XIN Hongbing. Modal analysis of rigid wheel of harmonic reducer[J]. Machine Design and Research, 2005(6): 58-60.
- [14] 张雷, 杨伟超, 蒋倩倩, 等. 谐波减速器核心部件结构应力分析[J]. 机械传动, 2018, 42(12): 114-117.
- ZHANG Lei, YANG Weichao, JIANG Qianqian, et al. Structural stress analysis of the core components of the harmonic reducer[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(12): 114-117.
- [15] Harmonic Drive Systems Inc. 精密控制用谐波减速机: Harmonic Drive 组合型产品综合目录[Z]. 上海: 哈默纳科(上海)商贸有限公司, 2013: 5-45.

收稿日期: 2020-12-14 修回日期: 2021-03-09

作者简介: 王洋(1983—), 男, 北京人, 硕士研究生, 高级工程师; 研究方向为谐波减速器研发和制造。

通信作者: 刘倩倩(1993—), 女, 内蒙古呼伦贝尔市人, 硕士研究生, 工程师; 主要研究方向为谐波减速器的设计开发。