

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.10.014

轮毂变形对星轮减速器啮合特性的影响研究^{*}

夏建芳¹, 刘董洋¹, 何启成¹, 高放军²

(1. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410012; 2. 湖南机械科学研究院有限公司, 湖南 长沙 410007)

摘要:针对轮毂变形会引起星轮减速器轮齿双侧接触的问题,对星轮减速器的行星齿轮轮毂上孔的尺寸对啮合特性的影响进行了研究。研究了在装配关系复杂且高度非线性情况下星轮减速器的有限元仿真方法,在满足工程精度的前提下,对模型进行了简化,使用 Abaqus 软件构建了星轮减速器传动系统受载的有限元模型,在不改变轴的直径及轮毂上孔的分布直径的情况下,对行星齿轮轮齿上传动曲轴的轴承孔和直连轴孔分别缩小 10% 时,轮齿的接触情况进行了分析。研究表明:缩小轮毂上的孔径可以提高轮毂刚性,改善轮齿双侧接触现象;缩小直连轴孔的尺寸对轮齿双侧接触现象的改善效果更好;将两孔均缩小 10%,可以完全消除轮齿双侧接触现象。

关键词:星轮减速器;轮毂变形;有限元仿真;啮合特性

中图分类号:TH132.41

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)10-1210-05

Influence of meshing characteristics of star-gear reducer by deformation of the hub

XIA Jian-fang¹, LIU Dong-yang¹, HE Qi-cheng¹, GAO Fang-jun²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha, 410012, China;

2. Hunan Academy of Mechanical Science Co., Ltd., Changsha, 410007, China)

Abstract: Aiming at the problem of bilateral contact between the teeth of the star reducer caused by the deformation of the hub, the effect of the size of the hole on the hub of the planet gear of the star-gear reducer on the meshing characteristics was studied. The finite element simulation method of the star gear reducer under the condition of complicated assembly relationship and high nonlinearity was studied. The model was simplified under the premise of meeting the engineering accuracy, and the finite element model of the star-gear reducer was established by the software Abaqus. Under the premise of not changing the diameter of the shaft and the hole distribution on the wheel hub, the diameters of the bearing holes of the transmission crankshaft and the holes of the direct-connecting shaft on the hub of the planetary gear were reduced by 10% respectively, and the contact situations of the gear tooth were analyzed. The results indicate that reducing the diameter of the hole in the hub can improve the rigidity of the hub and improve the phenomenon of bilateral contact between the teeth. Reducing the size of the hole of the direct-connecting shaft has a better effect on improving the bilateral contact of the gear teeth. Reducing both holes by 10% can completely eliminate the bilateral contact of gear teeth.

Key words: star-gear reducer; deformation of hub; finite element simulation; meshing characteristics

0 引言

星轮传动是一种少齿内差、内平动的传动系统。

相比其他少齿差、外平动传动系统,如三环减速器等,星轮传动具有体积小、重量轻、传动比大、承载能力大等优点,尤其适用于低速重载工况,因此在冶金、矿山、

收稿日期:2020-01-09

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51575533)

作者简介:夏建芳(1965-),男,湖南岳阳人,教授,硕士生导师,主要从事机械设计及理论方面的研究。E-mail: xia-jianfang@163.com

电力等行业中得到了广泛的应用。

当前,国内外学者对星轮传动这一类少齿差传动系统均有了一定的研究。张俊等^[1-2]根据子结构法及变形协调方程,对少齿差星轮型减速器进行了弹性静力学及动力学分析;刘斌彬等^[3]提出了多齿啮合下,少齿差行星齿轮的齿根弯曲应力计算方法,建立了单齿有限元模型,并进行了修正;冯晓宁等^[4]利用 Solid-Works Simulation,计算了少齿差行星齿轮的齿根弯曲应力,并以此为依据,进一步研究了其超载能力;朱才朝等^[5]研究了三环减速器的实际接触齿对数;杨江兵等^[6]对少齿差行星齿轮减速器进行了动态接触仿真分析,得到了其时变啮合刚度曲线及重合度,但其在建模过程中未考虑轮毂情况;LI^[7]研究了少齿差传动接触问题的数值计算方法,建立了理论模型及有限元模型。另外,国内外其他一些学者^[8-10]也同样对各种少齿差传动系统都进行了研究。

但以上研究均只考虑了少齿差传动中的轮齿部分,且这类研究对轮毂部分大多是作刚性体来处理的。而在实际的星轮减速器中,行星齿轮轮毂通过传动曲轴传递扭矩,且两孔间存在薄壁,因此,在刚性不足的情况下,轮毂容易发生变形,必然会对齿轮啮合造成不良影响。

在 SolidWorks 中,笔者对星轮传动系统进行三维建模及虚拟装配,在此基础上运用 ABAQUS,建立星轮传动系统多组孔径组合方案的有限元模型,对其进行静力学动态仿真。

1 行星轮输出型星轮减速器简介

对于行星齿轮输出型星轮减速器,在其运行过程中,其行星齿轮既绕输入中心轴线作平动,又绕自身几何中心作转动。

星轮减速器机构简图如图 1 所示。

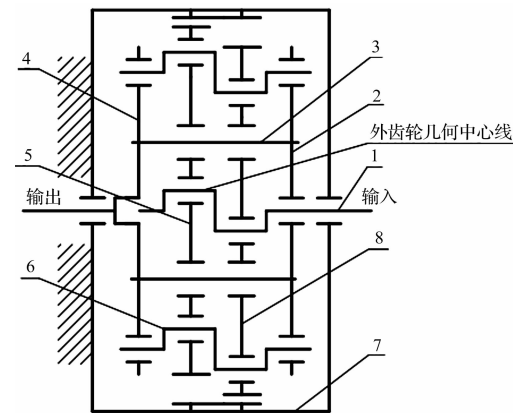


图 1 星轮减速器机构简图

1—输入曲轴;2—右支撑盘;3—直连轴;4—左支撑盘;5—左星轮;6—传动曲轴;7—机架;8—右星轮

图 1 中,当输入曲轴 1 顺时针转动时,左星轮 5 及右星轮 8 作平动;同时,因与固定内齿轮 8 的啮合限制绕自身几何中心线作逆时针自转,各传动曲轴 6 受星轮姿态变化的影响,绕减速器中心作逆时针转动,从而带动支撑盘 4 及输出轴作逆时针转动。在这一过程中,传动曲轴的偏心方向始终保持与输入轴一致。

行星轮的这种运动特性使其绕输入轴线做平面复合周向运动,结果使得行星轮周期性地通过油池,而保证轴承、轮齿可以得到良好润滑;但行星轮轮毂的形变,对行星轮和内齿轮之间的啮合传动将产生不良影响。其影响程度目前还没有理论计算方法,大多还是基于有限元的数值仿真方法。

以某型星轮减速器为例,其齿轮设计参数如表 1 所示。

表 1 齿轮设计参数

参数名称	行星齿轮	内齿轮
齿数	180	184
模数/mm	5	
压力角/(°)	20	
齿顶高系数	0.7	
顶隙系数	0.55	
变位系数	0.093	1
齿宽/mm	88	184

经简化强度计算,及齿顶干涉检查,该参数均满足设计要求。

2 仿真模型

行星轮输出型星轮传动系统的行星齿轮轮毂含有 6 个周向均布的传动曲轴孔及 6 个周向均布的直连轴孔,传动曲轴孔的分布直径为 $\varphi 660$ mm,直连轴孔的分布直径为 $\varphi 720$ mm。在不改变 $\varphi 660$ mm、 $\varphi 720$ mm 分布直径的情况下,对传动曲轴孔与直连轴孔的尺寸进行适度缩小。

传动曲轴的直径为 $\varphi 110$ mm,在原始设计方案中选取的是型号为 23222CC/W33 型调心滚子轴承,轴承外径为 $\varphi 200$ mm。

在不改变传动曲轴尺寸的情况下,可用的轴承型号如表 2 所示。

表 2 传动曲轴的可选轴承型号

轴承型号	轴承内径/mm	轴承外径/mm	轴承宽度/mm
23220CC/W33	110	200	69.8
24122CC/W33	110	180	69
24022CC/W33	110	170	45

其中,24022CC/W33 型轴承宽度与原始方案轴承差异过大,24122CC/W33 型轴承的宽度适宜。

此星轮减速器的额定负载为 $7.585 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 传动曲轴的转速为 157.72 r/min , 传动曲轴孔的分布直径为 660 mm 。

则单个轴承的载荷为:

$$F = \frac{T/6}{D/2} \quad (1)$$

式中: F — 单个轴承的载荷; T — 额定负载; D — 传动曲轴孔的分布圆直径。

通过对式(1) 计算, 结果可得 $F = 38\,308.1 \text{ N}$ 。

传动曲轴轴承仅承受径向载荷, 轴向载荷接近为 0。根据其主要的场合, 选取工况系数 $f_d = 1.8$ 。因此, 其当量动载荷为:

$$P = f_d(XF_r + YF_a) \quad (2)$$

式中: P — 当量动载荷; f_d — 工况系数; X — 径向动载荷系数; F_r — 轴承的径向载荷; Y — 轴向动载荷系数; F_a — 轴承的轴向载荷。

求解式(2) 可得, $P = 68\,954.4 \text{ N}$ 。

查《机械设计手册》可得, 24122CC/W33 型调心滚子轴承的基本额定动载荷为 $4.58 \times 10^5 \text{ N}$, 寿命指数 $\varepsilon = 10/3$, 则轴承的基本额定寿命为:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^\varepsilon \quad (3)$$

式中: L_{10} — 轴承的额定寿命; n — 转速; C_r — 轴承的基本额定动载荷; P — 轴承的当量动载荷; ε — 寿命指数。

求解式(3) 可得: $L_{10} = 58\,206 \text{ h}$ 。

经尺寸检查和轴承寿命初步校核可知, 24122CC/W33 型调心滚子轴承达到要求。因此, 在孔径方案中, 笔者选取传动曲轴孔径为 $\varphi 180 \text{ mm}$, 变动幅度为 10%。

直连轴孔的作用是使连接左、右支撑盘的直连轴穿过行星轮, 且不与行星轮接触, 无配合关系; 初始尺寸为 $\varphi 140 \text{ mm}$, 在孔径方案中, 选取直连轴孔尺寸逐步缩小 10%。

综上所述, 仅缩小直连轴孔的孔径方案如表 3 所示。

表 3 仅缩小直连轴孔方案的孔径尺寸

序号	直连轴孔直径/mm	变动幅度/%
原始方案	140	0
方案 1	126	10

仅缩小传动曲轴轴承孔的方案如表 4 所示。

表 4 仅缩小传动曲轴轴承孔方案的孔径尺寸

序号	传动曲轴孔直径/mm	变动幅度/%
原始方案	200	0
方案 2	180	10

2.1 模型简化

实际情况下, 行星轮输出型星轮减速器传动轮系

零件多, 行星轮与内齿轮齿数差小, 且在载荷作用下多齿啮合, 6 根传动曲轴与行星轮装配, 输入主轴(曲轴)与两个行星轮装配, 这些转配关系与多齿接触导致边界条件极为复杂, 属于高度非线性问题。

若直接按照真实结构及其装配关系建立有限元模型, 会导致计算规模巨大, 而使计算无法进行, 且过度的非线性将导致计算过程难以收敛。

因此, 在满足工程精度要求的前提下, 笔者对模型进行如下简化:

(1) 行星轮输出型星轮传动系统的两相行星齿轮结构相同, 传递的转矩相等, 且与机座固联的内齿轮具有足够的刚度。为降低计算规模, 笔者建立一对齿轮啮合模型, 负载取额定负载的一半;

(2) 将传动曲轴视为刚体, 忽略传动曲轴与行星轮之间轴承变形, 将轴承结构与传动曲轴视为一个几何体, 建立解析刚体模型;

(3) 忽略啮合齿对的齿面摩擦力;

(4) 将输入曲轴转化为 Beam-Hinge 连接器, 以模拟主轴刚性和转动。

综上所述, 该模型的零件包括内齿轮齿圈、行星齿轮(含轮毂)、传动曲轴(解析刚体)、输入曲轴(连接器)和支撑盘(连接器)。

2.2 有限元模型

根据真实结构及上述模型简化方法, 在三维建模软件 SolidWorks 中, 笔者建立内齿轮齿圈、行星齿轮齿圈、行星轮轮毂等的三维实体模型, 并将之导入 ABAQUS 中; 在 ABAQUS 中, 再建立传动曲轴解析刚体模型(实体壳), 并在 ABAQUS 中, 将这些实体按原有装配关系予以装配。

轮齿部分划分六面体结构化网格, 行星齿轮及内齿轮啮合区域的 40 个轮齿网格作细化处理。以行星齿轮的轮齿部分为例, 在划分网格时通过切分、布种将齿面接触区域和齿根弯曲区域的网格进行加密处理。加密区域网格尺寸为 1 mm , 平均长宽比为 2.12, 形状合格; 细化的 40 个轮齿共划分 328 000 个单元。经试算, 将网格进一步细化后所得结果与此网格模型结果相差在 3% 以内, 因此, 该网格可以满足计算精度, 同时控制计算时间。

轮毂部分划分六面体扫掠网格, 全局网格尺寸为 3 mm 。整体网格模型和局部放大展示如图 2 所示(模型单元总数为 968 756 个)。

内齿轮和行星齿轮的材料均为 42CrMo, 在 ABAQUS 中定义弹性模量为 $206\,000 \text{ MPa}$, 泊松比为 0.29。

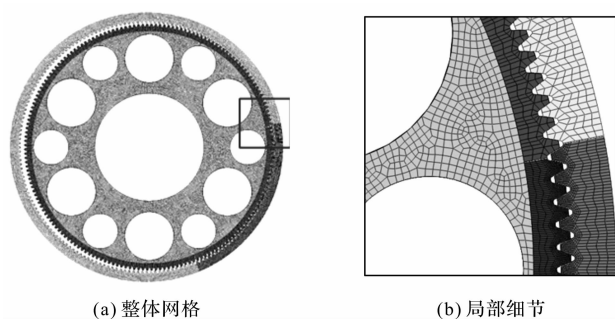


图 2 整体网格模型

此处选用静力通用分析步。因为存在大变形和接触,勾选分析步设置中的几何非线性。在初始分析步中,定义全局通用接触,在解析刚体外表面与轮毂轴孔圆柱面之间,定义表面-表面接触。

输入主轴驱动行星轮以 L 型 Beam-Hinge 组合连接器来定义,其中,Beam 连接器的输入端位于输入曲轴中心线上,Hinge 连接器一端与 Beam 输出端相连,另一端与行星轮中心孔耦合点相连。传动曲轴驱动支撑盘的定义方法类似,其 Beam 连接器的输入端位于刚性曲轴的中心线上,Hinge 连接器位于传动曲轴的回转中心线上,其一端与 Beam 输出端相连,另一端与支撑盘的回转中心点(即施加载荷的参考点)建立 Beam 连接器。

分析过程总共定义 5 个分析步(含初始步),依次实现啮合接触及传动曲轴与配合孔接触(内齿转动 0.001 rad)、预加初始载荷 $10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 、施加满转矩载荷 $7.58 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 、满载荷转动预定角度 1 rad 。

3 仿真结果

3.1 有限元计算结果

有限元计算结果表明:

当输入端转动角度为 $0.64 \text{ rad} \sim 0.78 \text{ rad}$ 区段时,啮合齿对呈现双侧接触现象;且这一区段包含轮齿从啮入到脱离的全过程。故笔者取转动角度为 0.7 rad 时的数据,通过轮齿接触应力数值,来判断发生双侧啮合现象的齿对数。

原始孔径组合下,轮齿的接触情况如图 3 所示。

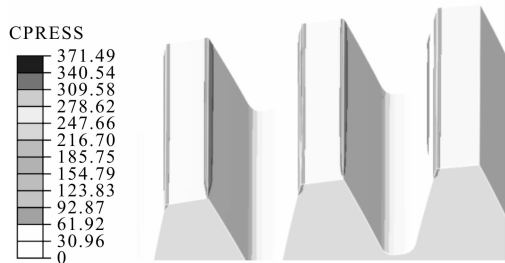


图 3 原始孔径组合的轮齿接触情况 (MPa)

仅缩小直连轴孔的情况下,轮齿的接触情况如图 4 所示。

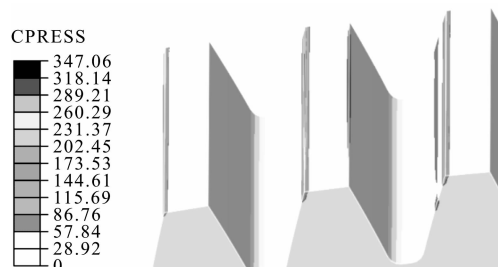


图 4 仅缩小直连轴孔的情况下轮齿接触情况 (MPa)

仅缩小传动曲轴轴承孔的情况下,轮齿的接触情况如图 5 所示。

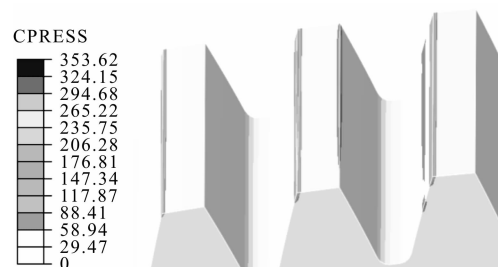


图 5 仅缩小传动曲轴轴承孔的情况下轮齿接触情况 (MPa)

以上数据表明:

(1) 轮齿双侧接触齿对数随行星齿轮轮毂孔径变小而下降;

(2) 在原始方案的孔径组合下,有 2 对啮合轮齿出现了明显的双侧接触现象;

(3) 分别缩小传动曲轴孔和直连轴孔尺寸 10% 后,双侧接触齿对数均降低至 1 对。

对比图 4 与图 5 的结果可知:

在两孔均缩小 10% 的情况下,缩小直连轴孔的方案效果更好。因此,在保证传动曲轴与轴承强度足够的情况下,应该优先选择缩小直连轴孔。

3.2 最终方案及结果

由以上结果可知:

在适当缩小孔径的情况下,单独对某一个孔的尺寸作修改,不能完全消除轮齿双侧接触不良现象的产生。笔者在最终方案中,选取传动曲轴孔尺寸为 $\varphi 180 \text{ mm}$ 、直连轴孔尺寸为 $\varphi 126 \text{ mm}$ 这一孔径组合进行计算。

最终方案孔径组合下的轮齿接触情况如图 6 所示。

由图 6 可知:这一孔径组合可以完全消除双侧接触不良现象的产生。

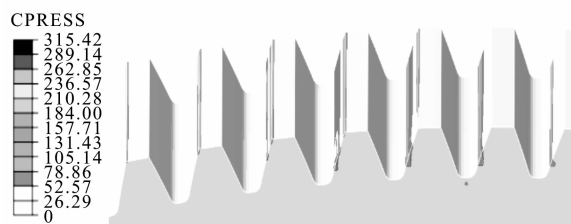


图 6 最终方案的轮齿接触情况

4 结束语

笔者建立了星轮减速器的有限元模型,计算了多种孔径组合下的轮齿接触情况,并对其进行了静力学动态仿真。

研究结果表明:星轮减速器轮毂的变形对轮齿啮合特性不良影响表现为啮合齿两侧均产生接触;轮毂上的传动曲轴孔和直连轴孔尺寸影响轮毂的刚度,适度缩小孔径可以使得双侧接触齿对数得到改善;直连轴孔尺寸对轮齿啮合特性的影响更大,故在该型号星轮减速器进行轮毂优化设计时,应重点考虑直连轴孔的尺寸。

因此,笔者选取传动曲轴轴承孔尺寸为 $\varphi 180$ mm、直连轴孔尺寸为 $\varphi 126$ mm,这一孔径组合方案可以消除双侧接触不良现象的产生。

参考文献 (References):

[1] 张俊,郭凡,谢胜龙. 少齿差星轮型减速器的弹性动

力学建模与模态分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(12): 174-180.

[2] 张俊,谢胜龙,徐培民,等. 少齿差星轮型减速器的弹性静力学分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(24): 57-63.

[3] 刘斌彬. 少齿差行星齿轮齿根弯曲应力计算方法研究[J]. 机械设计与制造, 2015(1): 238-240, 244.

[4] 冯晓宁,叶思颖. 渐开线少齿差行星齿轮传动超载能力的有限元分析[J]. 煤矿机械, 2016, 37(2): 76-78.

[5] 朱才朝,黄健,唐倩. 少齿差行星齿轮传动实际接触齿数及载荷分配的研究[J]. 中国机械工程, 2002, 13(18): 5, 62-65.

[6] 杨江兵,王家序,韩彦峰,等. 渐开线少齿差行星齿轮减速器动态接触仿真分析[J]. 机械设计与研究, 2012, 28(5): 45-49.

[7] SHUTING L. Contact problem and numeric method of a planetary drive with small teeth number difference. [J]. **Mechanism and Machine Theory**, 2008, 43(9): 1065-1086.

[8] LIN W, SHIH Y, LEE J. Design of a two-stage cycloidal gear reducer with tooth modifications[J]. **Mechanism and Machine Theory**, 2014(79): 184-197.

[9] Xiao-ning Feng. Research on stress characteristics of planetary gear drive with small tooth number difference[C]. Proceedings of 2015 3rd International Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Systems, 2015.

[10] 李路可,杨杰,汤川予,等. 浮动盘式渐开线少齿差行星传动误差分析[J]. 现代制造技术与装备, 2016(6): 93-95.

[编辑:冯黎雅]

本文引用格式:

夏建芳,刘董洋,何启成,等. 轮毂变形对星轮减速器啮合特性的影响研究[J]. 机电工程, 2020, 37(10): 1210-1214.

XIA Jian-fang, LIU Dong-yang, HE Qi-cheng, et al. Influence of meshing characteristics of star-gear reducer by deformation of the hub[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(10): 1210-1214.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>