

引文格式:

曾德强, 柳冠伊, 毛贺, 等. RV 减速器针齿受力分析及设计改进 [J]. 集成技术, 2019, 8(3): 66-75.

Zeng DQ, Liu GY, Mao H, et al. Force analysis and new design of RV reducer pins [J]. Journal of Integration Technology, 2019, 8(3): 66-75.

## RV 减速器针齿受力分析及设计改进

曾德强<sup>1,2</sup> 柳冠伊<sup>1,3</sup> 毛贺<sup>1,3,4</sup> 王娟<sup>2</sup> 何凯<sup>1,3</sup>

<sup>1</sup>(中国科学院深圳先进技术研究院 深圳 518055)

<sup>2</sup>(中国石油大学(北京)化学工程学院 北京 102249)

<sup>3</sup>(深圳市精密工程重点实验室 深圳 518055)

<sup>4</sup>(中国科学院大学深圳先进技术学院 深圳 518055)

**摘 要** RV(Rotor Vector)减速器是一种工业机器人关节高精度减速传动装置,通常由第一级渐开线行星传动机构和第二级摆线针轮传动机构组成。该研究工作基于针齿理论受力模型,参照针齿的实际磨损情况,对传统针齿受力分析方法进行了改进。通过改进方法分析发现针齿上存在明显的剪切力和弯曲应力分布,为了消除相关应力影响,该文采用短针齿取代传统长针齿。实验结果显示,新的设计方案不仅能够有效减少剪切力和消除弯曲应力,而且能够显著减少啮合时打滑现象的发生,具有更高的安全系数。

**关键词** RV 减速器针齿; 剪切力; 弯曲应力

中图分类号 TH 132.46 文献标志码 A doi: 10.12146/j.issn.2095-3135.20180912002

## Force Analysis and New Design of RV Reducer Pins

ZENG Deqiang<sup>1,2</sup> LIU Guanyi<sup>1,3</sup> MAO He<sup>1,3,4</sup> WANG Juan<sup>2</sup> HE Kai<sup>1,3</sup>

<sup>1</sup>(Shenzhen Institutes of Advanced Technology, Chinese Academy of Sciences, Shenzhen 518055, China)

<sup>2</sup>(College of Chemical Engineering, China University of Petroleum-Beijing, Beijing 102249, China)

<sup>3</sup>(Shenzhen Key Laboratory of Precision Engineering, Shenzhen 518055, China)

<sup>4</sup>(Shenzhen College of Advanced Technology, University of Chinese Academy of Sciences, Shenzhen 518055, China)

**Abstract** RV (Rotor Vector) reducer is an important transmission device in the industrial robot system. It is usually composed by an involute planetary gear and a cycloidal pin wheel. In this paper, a novel analysis method of pins was proposed based on theoretical force analysis with the consideration of real wearing condition. By simulating the pins with the improved analysis method, shear force and bending stress on the pins can be calculated. To reduce the effect caused by shear force and bending stress, the short pins were used to replace traditional long pins. Experimental results show that, the usage of short pins not only can eliminate shear force

收稿日期: 2018-09-12 修回日期: 2019-04-23

基金项目: 广东省科技项目(2017B090914004); 深圳市科技计划项目(JCYJ20150925163026555)

作者简介: 曾德强, 硕士研究生, 研究方向为精密仪器制造、流体力学等; 柳冠伊, 助理研究员, 研究方向是精密机械传动; 毛贺, 博士研究生, 研究方向是机械设计; 王娟, 副教授, 研究方向是流体力学、化学工程; 何凯(通讯作者), 正高级工程师, 研究方向为工业自动化, E-mail: kai.he@siat.ac.cn.

and bending stress, but also decreases the occurrence of slippage during meshing, and that makes the RV reducer with higher reliability and longer service life.

**Keywords** RV reducer pins; shear stress; bending stress

## 1 引言

RV (Rotor Vector) 减速器是一种工业机器人关节高精密减速传动装置, 通常由第一级渐开线行星传动机构和第二级摆线针轮传动机构组成, 具有传动比大、效率高、体积小、运转平稳、寿命长等优点<sup>[1]</sup>。在 RV 减速器中, 针齿受力情况直接影响了其使用寿命。目前国内外学者对于针齿受力研究有了一定的基础, 如吴鑫辉等<sup>[2]</sup>通过 ANSYS 仿真分析得出各因素综合作用下摆线轮齿受力分布及各齿受力大小。李超群和张方<sup>[3]</sup>利用 ADAMS 仿真模拟摆线轮与针齿间的啮合力, 了解运动过程中啮合力的变化情况。姚灿江等<sup>[4]</sup>基于 FTA 和 FMEA 对 RV 减速器的可靠性进行分析, 了解其主要故障模式及其造成的影响, 并根据零部件失效的具体原因制定了预防措施, 为 RV 减速器状态监测、故障诊断提供了理论依据。孟聪等<sup>[5]</sup>对 RV 减速器进行模态分析, 发现随着针齿圈支承刚度的变化, RV 减速器系统中存在模态跃迁和相交的现象。梁帅锋等<sup>[6]</sup>分析了 RV 减速器摆线针轮传动轮齿接触情况, 求解出传统修形方式下摆线针轮传动的瞬时啮合状态、啮合区域, 并得到了传动误差曲线和回程误差曲线。Wang 等<sup>[7]</sup>分析了摆线传动中的针齿摆线轮啮合特性, 并提出了一种新型结构。He 和 Zhang<sup>[8]</sup>对 RV 减速器的渐开线行星齿轮进行了有限元分析, 并发现了 RV 减速器的固有频率。Boguski 等<sup>[9]</sup>对 RV 减速器的传动特性和 RV 减速器中摆线轮针齿的接触力进行分析。在该研究过程中, 通过创建虚拟样机模型, 对其自主设计的两种 RV 减速器的传动性能进行分析, 并运用

有限元方法对 RV 减速器中摆线轮接触力进行分析, 探讨传动性能和接触力间的关系。但结合实际中 RV 减速器的磨损情况发现, 针齿磨损区域与仿真得到的受力集中区域并不重合, 所以传统受力分析方法尚有待进一步改进。鉴于此, 本文提出一种新的方法进行受力分析。

## 2 针齿的受力分析

RV 减速器是高精密的二级传动减速器, 其中第一级减速可通过太阳轮和行星轮啮合实现, 第二级则由摆线轮与滚针形成少齿差传动实现减速。该减速器结构示意图如图 1 所示, 主要由 8 部分组成, 依次(1→8)是: 行星轮、行星架、曲柄轴、摆线轮、针齿、针齿壳、输出盘和输入轴。

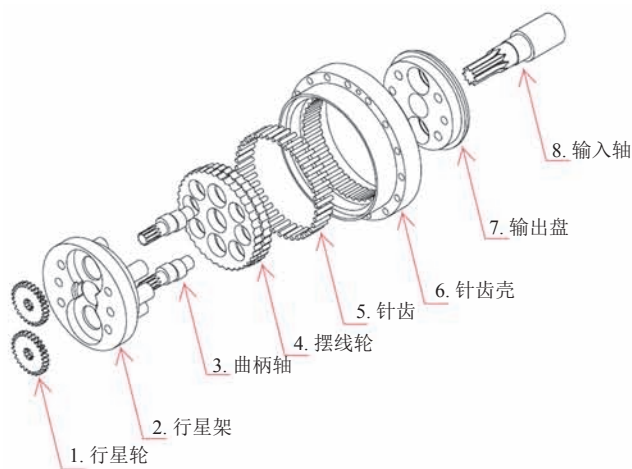


图 1 RV 减速器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the RV reducer

本文利用 ANSYS 仿真分析摆线轮与针齿啮合过程中的应力, 了解 RV 减速器针齿的受力分布情况。同时, 本文以 RV-20E 为例来构建模型, 具体如图 2 所示<sup>[10]</sup>。

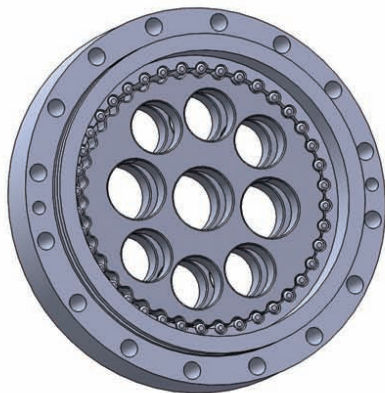


图2 RV-20E 简化装配体模型

Fig. 2 The simplified assembly model of RV-20E

RV-20E 模型的主要参数如下：针齿数 40 个，针齿直径 4 mm，针齿长度 20 mm，摆线轮有效宽度 8.9 mm，偏心距 1 mm，针齿中心圆直径 100 mm，针齿半径 2 mm，输入轴孔直径 24 mm。

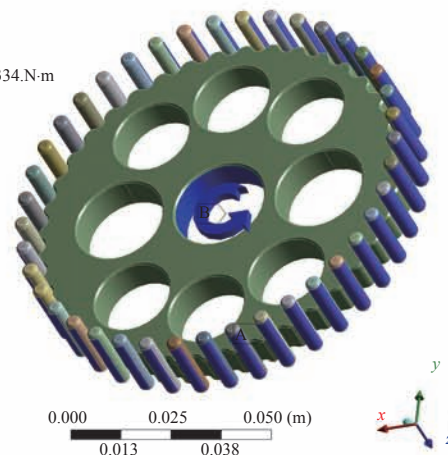
完成模型构建后，需要对 RV 减速器进行有限元分析。其中有限元分析的基本思想是将结构的求解域离散为若干个单元，并通过边界的节点相互联结为一个组合体，然后用每个单元内所假设的近似函数来分片地表示整个求解域内待求解的未知场变量。根据摆线轮、针齿、针齿壳实际啮合中承受的载荷情况，对装配体的应力场进行有限元仿真分析，确定针齿的最大应力值和应力分布情况，进而为针齿的设计方案提供依据<sup>[8]</sup>。

由于传统的三维实体模型只包括针齿和摆线轮，因此设置针齿的其中一面为目标面，摆线轮齿面为接触面，而约束设置在针齿的另一面上。同时，在载荷施加方式上，采用扭矩代替作用在单个齿上作用力的加载方式，然后选择输入轴孔添加转动载荷<sup>[6-8]</sup>，这样可以保证摆线轮的运动状态与实际相同，具体如图 3(a) 所示。

由图 3(b) 可以看出，针齿仅有一面出现了应力。这是因为受力分析没有考虑针齿壳的影响，同时在约束和接触面设置时，默认了针齿被施加约束的一面是刚体。另外，针齿上的应力仅仅分

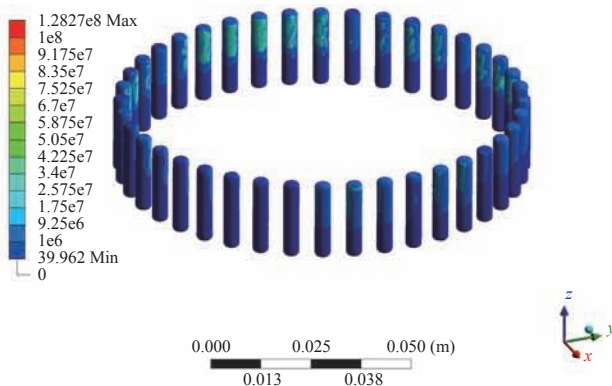
布在针齿的上部。这是因为在仿真模型中只导入了一片摆线轮，从而导致针齿的受力不对称。结合针齿的理论受力分析以及实际针齿的磨损情况可知，传统受力分析方法是存在缺陷的。

A: Static Structural  
Static Structural  
Time: 1.s  
2018/3/14 19:40  
A Fixed Support  
B Joint-Moment: 334.N·m



(a) 传统方法中装配体的约束和载荷

A: Static Structural  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: Pa  
Time: 1  
2018/3/14 22:45



(b) 针齿受力分析云图

图3 传统方法分析针齿受力

Fig. 3 Force analysis of pins by traditional method

在 RV 减速器运行过程中，摆线轮匀速缓慢转动，所以不用考虑其惯性力，可以认为其处于受力平衡状态。在装配体内部，由于摆线轮与针齿产生滚动摩擦，因此摆线轮相对于针齿来说，既有转动，同时又存在一个微小移动；但对于针齿来说，因为针齿壳约束的存在，导致其只能

发生自转, 所以可以近似认为针齿起了轴承的作用。接触面设置在摆线轮和针齿壳之间, 其中针齿壳内圈是接触面, 摆线轮齿面是目标面。当该装配体作为一个整体时, 主要受到的外力是曲柄轴施加给摆线轮上曲柄轴孔的压力。

通过查阅相关文献<sup>[11-12]</sup>, 对摆线轮和曲柄轴的受力进行分析后, 确定施加力的方向。图 4 表示单片摆线轮的受力情况。

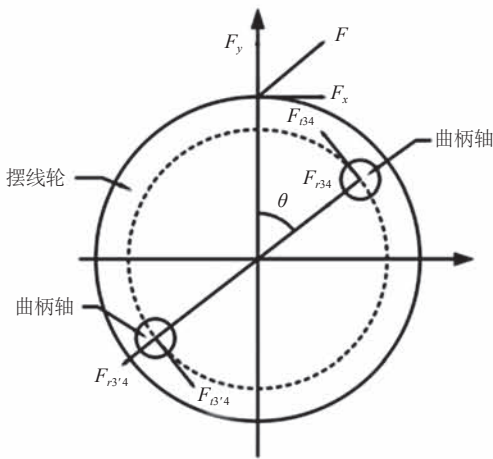


图 4 摆线轮受力分析

Fig. 4 Force analysis of cycloidal wheel

$$-F_{t34} \cos \theta - F_{r34} \sin \theta + F_{t'34} \cos \theta - F_{r'34} \sin \theta = -F_x \quad (1)$$

$$F_{t34} \sin \theta - F_{r34} \cos \theta - F_{t'34} \sin \theta - F_{r'34} \cos \theta = -F_y \quad (2)$$

$$(F_{t34} + F_{t'34}) a_0 = F_x r'_c \quad (3)$$

其中,  $F_x$  为摆线轮啮合力的合力  $x$  轴分量;  $F_y$  为摆线轮啮合力的合力  $y$  轴分量;  $F_{t34}$  为曲柄轴 3 对摆线轮在径向上的力;  $F_{r34}$  为曲柄轴 3 对摆线轮在轴向上的力;  $F_{t'34}$  为另一支曲柄轴 3' 对摆线轮在径向上的力;  $F_{r'34}$  为另一支曲柄轴 3' 对摆线轮在轴向上的力;  $a_0$  为两个曲柄轴中心距的一半;  $r'_c$  为有间隙下的节圆半径;  $e$  为曲柄轴偏心距;  $z_c$  为摆线轮齿数。

通过上述分析可知, 摆线轮曲柄轴孔受力大小是一个随自转角度周期性变化的数值。通过计算, 得到在某一时刻的力的值。用 A、B、C、

D 和 E 表示在装配体上的约束和载荷: 其中 A 表示施加在针齿壳外圈的约束, B、C、D、E 表示施加在摆线轮曲柄轴孔上的力。施加力 B、C、D、E 的具体数值大小分别为: B 在  $x$  方向是 1 500 N,  $y$  方向是 1 500 N; C 在  $x$  方向是 1 500 N,  $y$  方向是 -3 750 N; D 在  $x$  方向是 -1 500 N,  $y$  方向是 -1 500 N; E 在  $x$  方向是 -1 500 N,  $y$  方向是 3 750 N, 具体如图 5 所示。

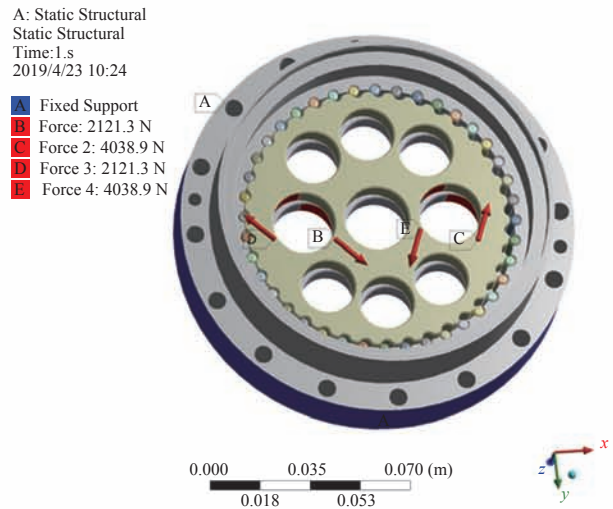


图 5 新型方法中装配体的约束和载荷

Fig. 5 Load and restrict setting in the new method

图 6 所示为摆线轮针齿接触位置示意图(俯视图)。

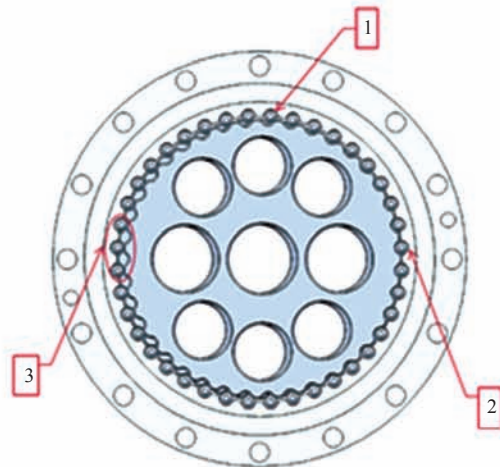


图 6 摆线轮针齿接触位置示意图

Fig. 6 Schematic diagram of the relative position of the cycloidal wheel and pins

最终得到针齿的等效力分布云图,结果如图 7 所示。其中图 7(a)表示针齿壳内圈的应力分布图,图 7(b)表示针齿上的应力分布图,图 7(c)表示每个针齿上的最大应力统计图。

由图 7 可知,所有的针齿上均分布有内应力,而且部分针齿上存在剪切力。因为在实际应用中,摆线轮、针齿以及针齿壳受力后会发生变形,所以各个针齿均会受到针齿壳或者摆线轮的挤压。在如图 6 中 1 所示的中间位置,针齿会受到两片摆线轮的影响,从而产生相对较小的剪切力。

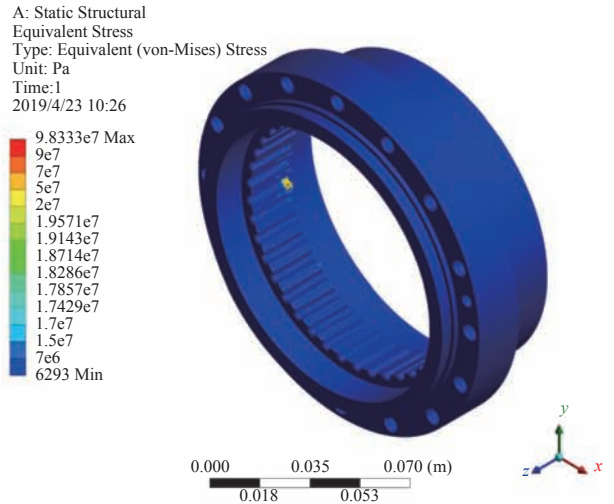
同时,如图 6 中 2 所示的位置为针齿主要受力点,当针齿与摆线轮发生挤压时,产生非常大的接触力,尽管一片摆线轮只与针齿的一半接触,但因为针齿是一个整体,考虑到弹性变形,所以同一个针齿内部会分布着弯曲应力。而且,在统计每个针齿上的最大应力后,发现针齿上的力呈周期性分布,绘制的图线很明显呈双峰结构。这是因为针齿与两片摆线轮接触,所以如图 6 中 2、3 所示的位置均会出现最大应力的情况。

RV 减速器在运行过程中,摆线轮自转的同时还发生公转,所以对于每一个针齿均会周期性受到剪切力和弯曲应力。这样会导致金属疲劳,从而极大地影响了针齿的使用寿命。

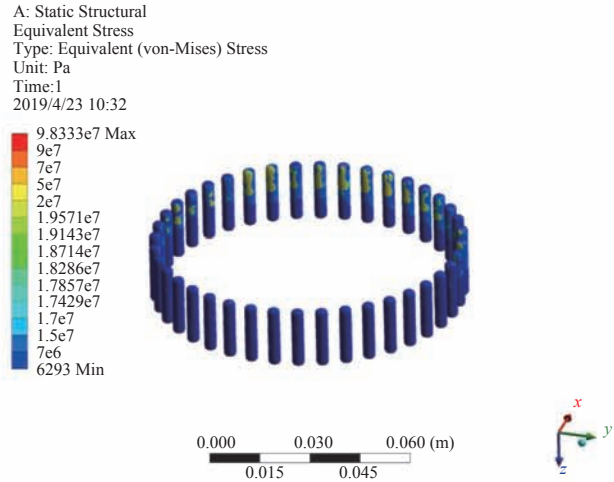
### 3 短针齿设计方案

在仿真分析中发现,针齿上存在着剪切力和弯曲应力。为了解决这个问题,本文首先考虑将原始的针齿从中间一分为二,其中新型针齿半径不变,长度则变为原来的一半;然后,将新型针齿的上下表面均进行圆角处理。这样可以减少针齿端面与针齿端面、输出盘下表面以及行星架上表面的接触面积,防止粘连,具体如图 8 所示。

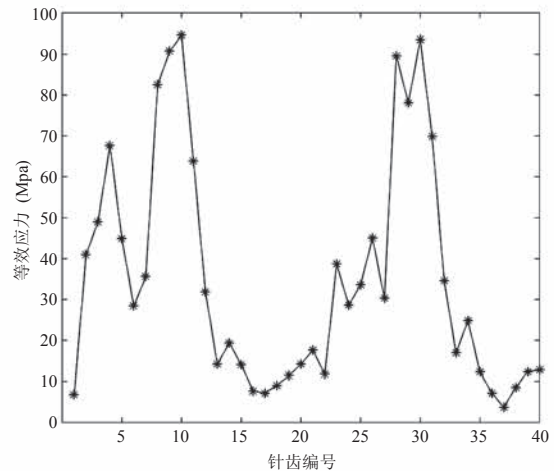
以 RV-20E 为例,传统设计针齿长度是 20 mm、直径是 4 mm,那么在新方案中,针齿长度是



(a) 传统针齿壳应力分布云图



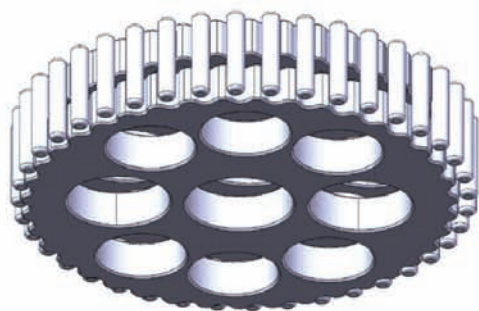
(b) 传统针齿应力分布云图



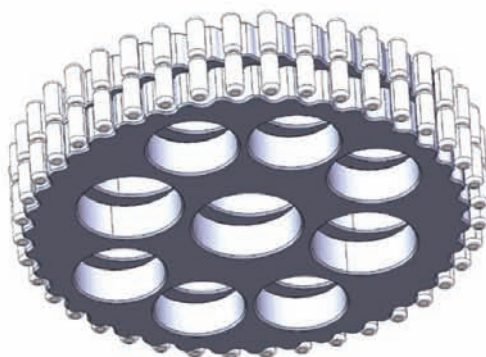
(c) 传统每个针齿最大应力统计图

图 7 传统方案应力分析结果

Fig. 7 Force analysis of assembly model by new method



(a) 长针齿设计方案



(b) 短针齿设计方案

图 8 长针齿、短针齿结构对比

Fig. 8 Comparison of long pins and short pins structures

10 mm、直径是 4 mm, 上下端面均经过圆角处理。在针齿壳的针齿槽上同轴心地放置两个针齿。

因为一个长针齿变为两个等长短针齿, 而且每个针齿单独和对应的摆线轮啮合, 所以针齿上不存在剪切力。在装配过程中, 可以先装配一片摆线轮, 再装配一面针齿, 然后再反向装配另一片摆线轮, 最后装配剩余的一面针齿。这样可以有效防止因摆线轮加工误差的存在而导致的难以装配的问题。同时在理论上一个针齿只应与一片摆线轮接触, 如图 6 中 3 所示。但在实际使用中, 因为加工误差的存在, 可能使一个针齿同时与两片摆线轮紧密接触, 从而导致针齿啮合时难以有效滚动, 产生打滑。本文设计成两个针齿, 每片摆线轮单独与接触的针齿发生滚动, 可以有效减少打滑现象。

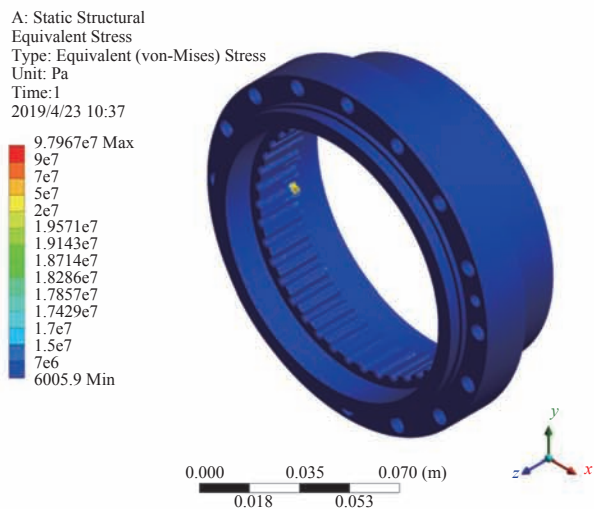
## 4 针齿受力的对比

当短针齿的长度为 10 mm、直径为 4 mm 时, 装配 RV 减速器, 并进行受力分析, 结果如图 9 所示。其中 9(a) 表示针齿壳内圈的应力分布图, 9(b) 表示针齿上的应力分布图, 9(c) 表示在每个针齿槽放置的两个针齿上的最大应力统计图。

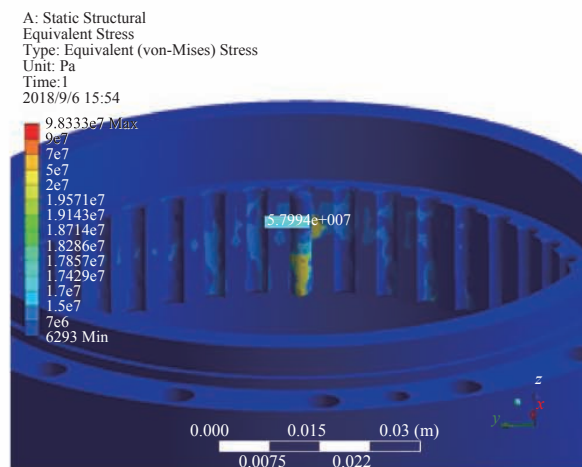
由图 7、9 对比可以看出, 长针齿和短针齿在整体上的应力分布范围是基本一致的, 而且最大应力值均出现在同一位置——图 6 中 2 所示的摆线轮针齿主要接触点。统计每个针齿槽上的两个针齿最大应力后发现, 短针齿和长针齿在应力的数值大小和波动趋势上基本一致。

但二者在针齿壳内圈的应力和分布范围均有了显著变化。从最大应力值来看, 长针齿的最大应力值是  $5.79 \times 10^7$  Pa, 短针齿的最大应力值是  $7.06 \times 10^7$  Pa, 显然短针齿方案中的针齿壳有着更大的应力; 从分布范围上看, 短针齿方案中针齿壳内圈的应力分布范围更大, 如图 10 所示。这是因为一个长针齿变为两个短针齿, 本该发生应变的部分, 转移到针齿壳承担, 故而针齿壳内圈出现更大的应力值和更广的应力分布范围。因为针齿壳的体积更大, 将针齿上的应力转移到针齿壳上, 这对于延长 RV 减速器的寿命是有益的。

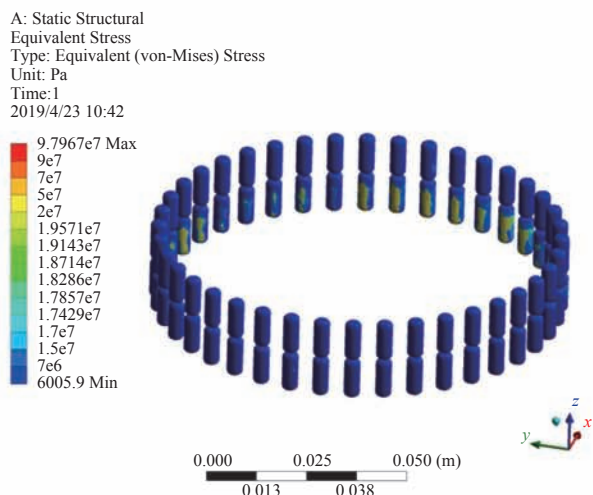
由图 11 可以看出, 相较于传统长针齿, 新型短针齿没有剪切力; 传统长针齿上存在的最大挤压力是  $4.12 \times 10^7$  Pa, 而新型短针齿上的最大挤压力是  $1.88 \times 10^7$  Pa, 很明显新型短针齿上的挤压力要显著小于传统长针齿。由图 12 可以看出, 长针齿上出现的最大应力是  $9.83 \times 10^7$  Pa, 短针齿上出现的最大应力是  $9.80 \times 10^7$  Pa, 可以认为两种针齿的最大应力值是一样的, 但因为短针齿是两部分单独与摆线轮啮合, 所以消除了因自身变形产生的弯曲应力。在与摆线轮的接触部分, 最大应力分布存在着差别, 长针齿中最大应



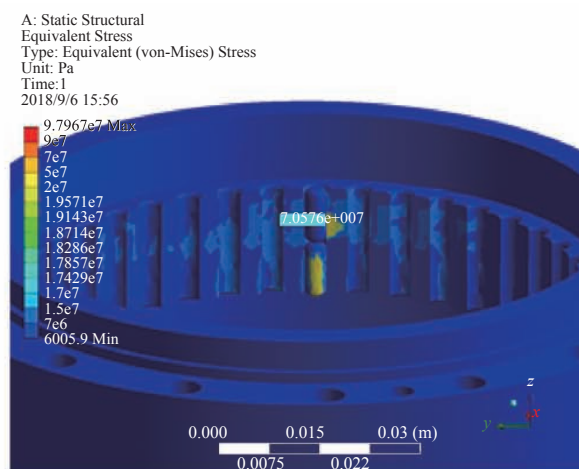
(a) 新型针齿壳应力分布云图



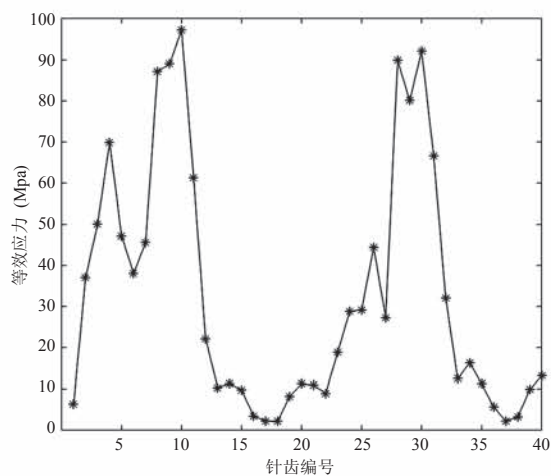
(a) 长针齿方案针齿壳应力分布云图



(b) 新型针齿应力分布云图



(b) 短针齿方案针齿壳应力分布云图



(c) 同针齿槽上两针齿最大应力统计图

图9 短针齿方案应力分析结果

Fig. 9 Force analysis of new assembly

图10 针齿壳内圈应力局部对比图

Fig. 10 Local comparison of stress in the inner ring of the pin housing

力呈点状分布,短针齿的最大应力呈块状分布,显然长针齿的应力更集中,这可能会加剧针齿的磨损。

考虑在实际使用过程中,针齿和摆线轮会出现打滑的现象,本文分析了滑动情况下的针齿受力情况。在 ANSYS 设置中,设置长针齿和针齿壳是绑定的:在接触面设置中,针齿与摆线轮接触的一面是接触面,摆线轮是目标面,针齿和摆线轮发生滑动摩擦,结果如图 13 所示。

由图 13 可以看出,当出现啮合打滑时,针

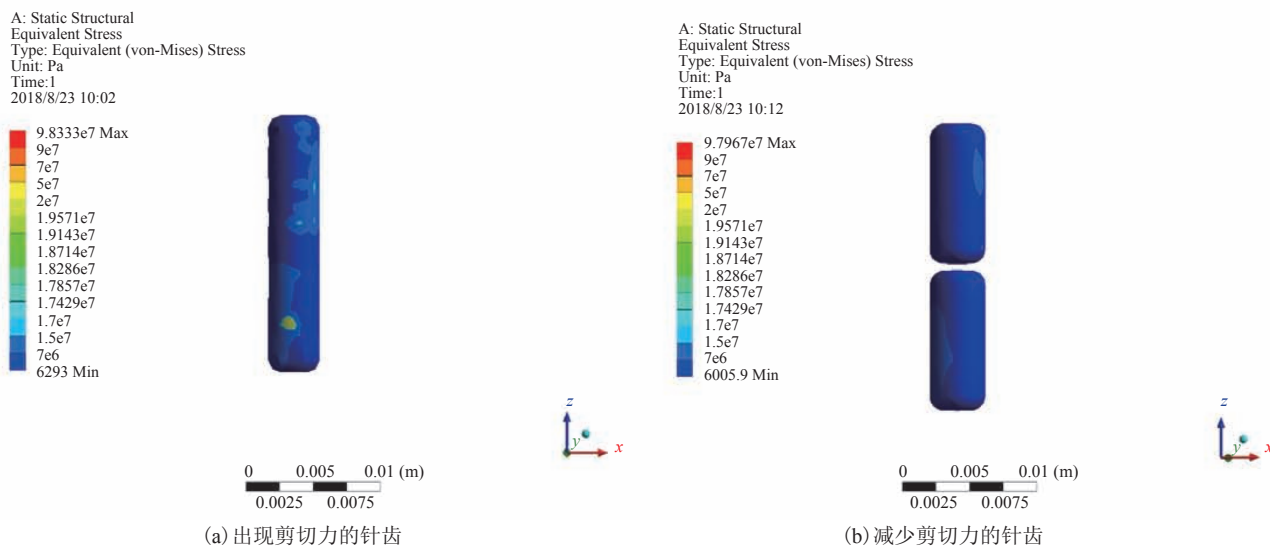


图 11 出现剪切力的针齿对比图

Fig. 11 Comparison of pins with shear

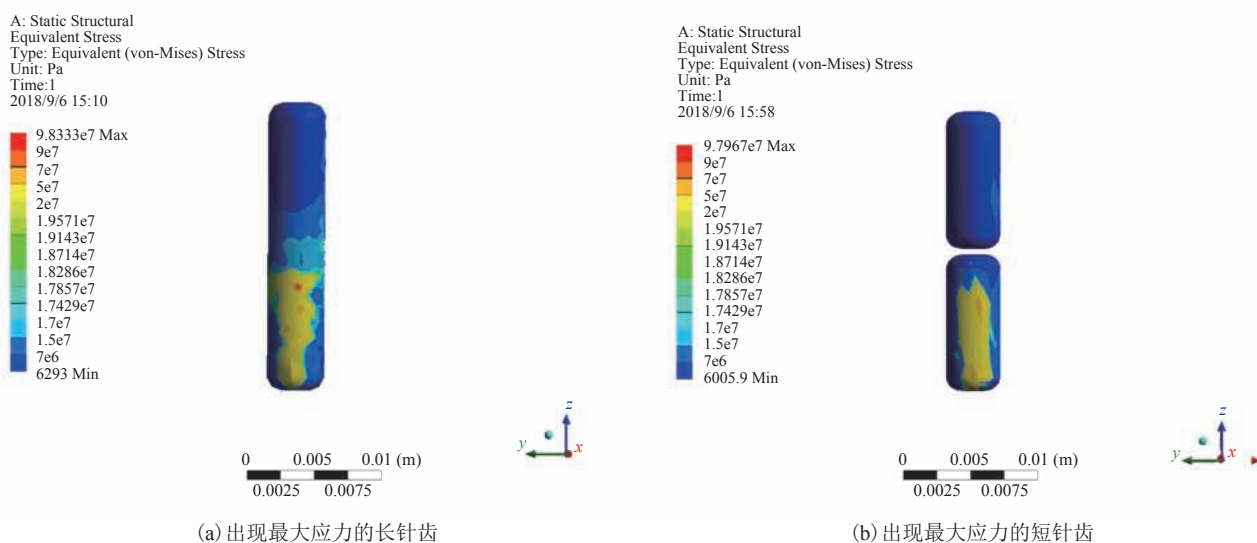


图 12 出现最大应力的针齿对比图

Fig. 12 Comparison of pins with maximum stress

齿上的受力更大, 达到了  $1.05 \times 10^8$  Pa, 同时力的分布范围更广。在针齿壳内圈, 应力的值和分布范围均明显变小。这是因为在打滑时, 针齿的变形方向发生了变化, 由针齿壳内圈的径向变成了切向, 针齿与针齿壳内圈的挤压变小了, 所以在针齿上的应力变大, 针齿壳上的应力变小。

ANSYS 软件自带安全评估功能, 在静力学分析中, 安全系数用来评估物件静强度是否安

全。其中数值越大说明当物件承受外力时, 越不易出现强度失效的情况。由此分析了针齿的安全系数, 具体如图 14 所示。

由图 14 可以看出, 三种工况下的减速器安全系数分布范围是相似的, 较低的安全系数均分布在针齿上, 所以新方案相对于传统方案具有一致性, 可以认为是安全可靠的。同时最低安全系数均出现在图 6 中 2 所示的摆线轮针齿主要接触



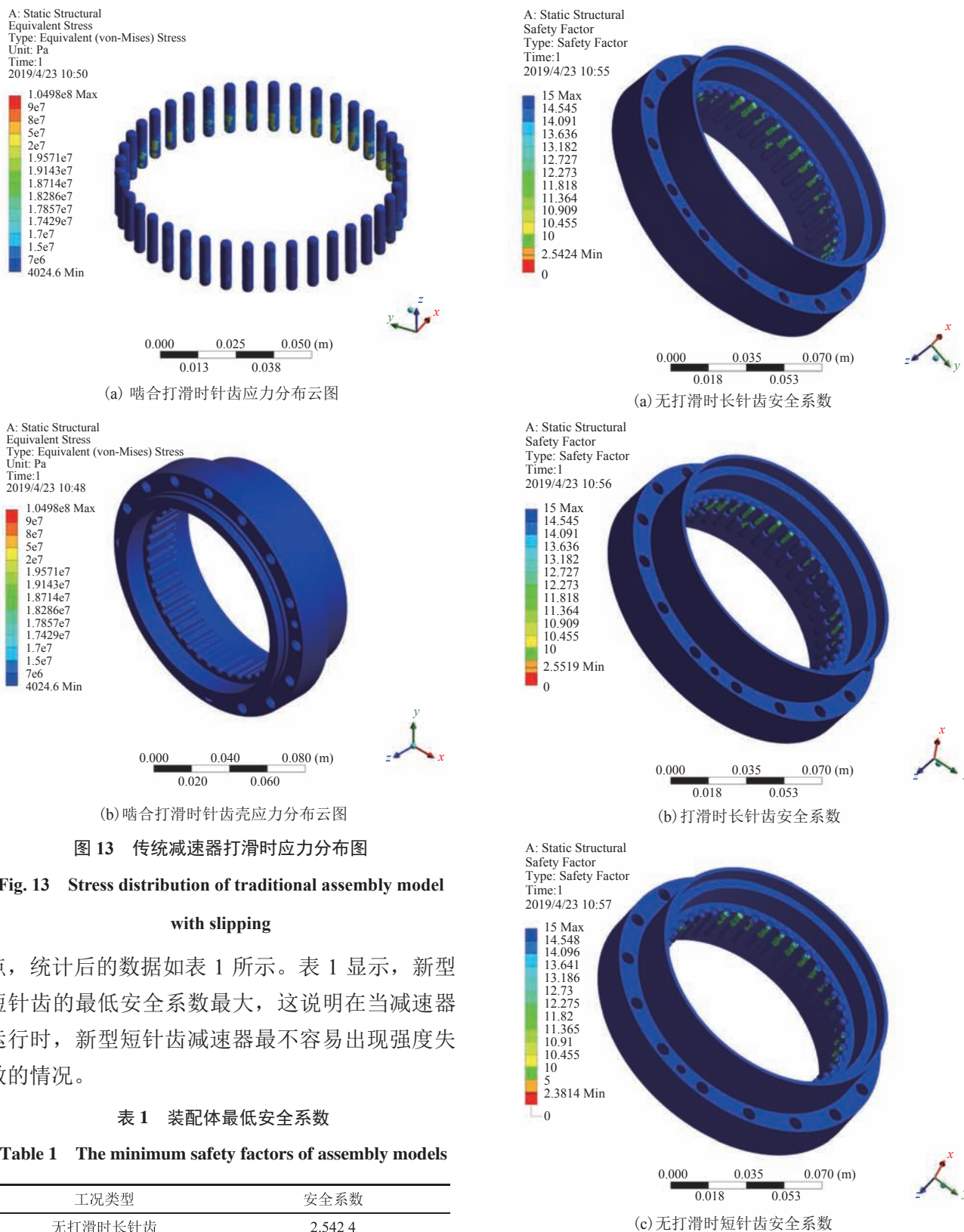


图 13 传统减速器打滑时应力分布图

Fig. 13 Stress distribution of traditional assembly model with slipping

点, 统计后的数据如表 1 所示。表 1 显示, 新型短针齿的最低安全系数最大, 这说明在当减速器运行时, 新型短针齿减速器最不容易出现强度失效的情况。

表 1 装配体最低安全系数

Table 1 The minimum safety factors of assembly models

工况类型	安全系数
无打滑时长针齿	2.542 4
发生打滑时长针齿	2.381 4
无打滑时短针齿	2.551 9

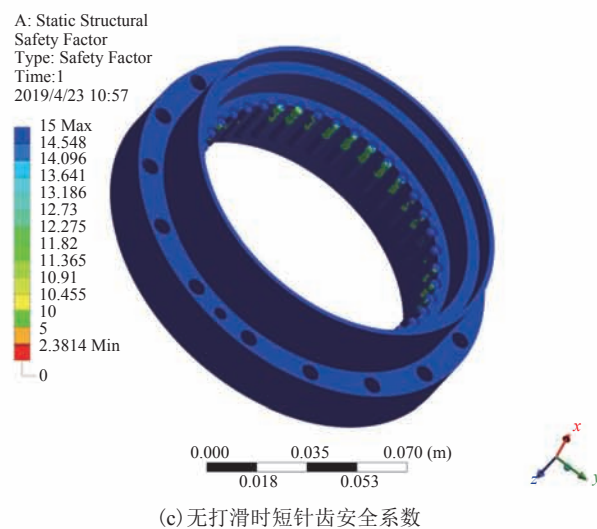


图 14 装配体安全系数

Fig. 14 The safety factors of assembly models

## 5 讨论与分析

在传统的针齿受力分析方法中<sup>[5-8]</sup>, 导入的零部件有一片摆线轮和全部针齿, 而应力分析结果表明部分针齿存在内应力, 而且应力仅分布在针齿上半部分的内圈。本文提出了一种新型的针齿受力分析方法, 新方法引入了两片摆线轮、针齿壳以及全部的针齿, 应力分析结果表明所有的针齿上均分布有内应力, 而且部分针齿上存在剪切力。通过新方法和传统方法仿真的结果对比可以看出, 针齿应力分布有着明显的差异, 但因为相应工业实际应用情况在实验室无法进行, 因此本文方法的工业实际应用效果有待工业技术人员进行验证。

同时, 本文采用了一种新型的针齿受力分析方法, 通过受力分析发现针齿上存在剪切应力和弯曲应力。而为了有效消除剪切应力和弯曲应力, 设计了一种新型的短针齿, 理论上新型针齿不易疲劳, 可以有效延长使用寿命, 但因为实际测试针齿的寿命比较困难, 所以并没有进行实物试验, 需要后续研究进一步验证理论的正确性。

## 6 结 论

本文对传统针齿受力分析方法进行了改进。通过引入两片摆线轮、针齿壳以及针齿进行整体分析发现, 传统设计的针齿上存在剪切力和弯曲应力。随后针对分析结果提出了相应的改进方案——将传统长针齿设计成新型短针齿, 并将短针齿在针齿槽内同轴心放置。通过受力仿真分析发现, 新型针齿能够达到减小其剪切力和弯曲应力的目的。

## 参 考 文 献

- [1] 吴素珍, 何卫东, 陈卓, 等. RV 减速器虚拟样机仿真技术研究 [J]. 机械传动, 2014, 38(9): 20-23.
- [2] 吴鑫辉, 刘珂荧, 冯长建. 基于 RV 减速器有限元装配模型的摆线轮受力分析 [J]. 大连民族大学学报, 2017, 19(3): 222-226.
- [3] 李超群, 张方. 修形前后摆线针轮接触力与啮合齿数对比 [J]. 国外电子测量技术, 2018, 37(5): 27-31.
- [4] 姚灿江, 魏领会, 王海龙. 基于 FTA 和 FMEA 的 RV 减速器可靠性分析 [J]. 现代制造工程, 2018(1): 136-140.
- [5] 孟聪, 陈川, 杨玉虎. RV 减速器模态分析 [J]. 中国机械工程, 2018, 29(1): 8-13.
- [6] 梁帅锋, 邓效忠, 李天兴, 等. 机器人 RV 减速器摆线轮传动轮齿接触分析 [J]. 机械传动, 2017, 41(11): 17-22.
- [7] Wang YK, Liu GY, Yu H, et al. Analysis of meshing characteristics of pins and pin housing integral structure in cycloidal planetary drive [C] // International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE), 2017.
- [8] He WD, Zhang YH. Finite element modes analysis of involute planetary gear in RV reducer [J]. Applied Mechanics and Materials, 2010, 44-47: 1018-1021.
- [9] Boguski B, Kahraman A, Nishino T. A new method to measure planet load sharing and sun gear radial orbit of planetary gear sets [J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 134(7): 169-180.
- [10] 谢志宇, 姚立钢, 张俊, 等. 基于 SolidWorks 与 ADAMS 的章动减速器动力学仿真及动态分析 [J]. 机械传动, 2018, 42(10): 112-116.
- [11] 王文涛, 徐宏海. RV 减速器曲柄轴的工况分析及改善方法 [J]. 机械设计与制造, 2016, 10(10): 128-131.
- [12] 郑钰馨, 奚鹰, 袁浪, 等. RV 减速器曲柄轴受力分析及其传动精度影响研究 [J]. 机械设计, 2017, 34(8): 44-51.