

RV 减速器摆线轮模态分析与结构优化

王葵葵^{1a,1b}, 李可^{1a,1b}, 宿磊^{1a,1b}, 袁兵²

(1.江南大学 a.江苏省食品先进制造装备技术重点实验室; b.机械工程学院, 无锡 214122;

2.上汽通用东岳汽车有限公司, 烟台 264006)

摘要: **目的** 根据摆线轮模态分析计算结果对摆线轮进行结构优化。**方法** 通过 Pro/E 对 RV 减速器摆线轮进行三维造型, 将完成的实体模型导入 Ansys 中, 建立动力学仿真分析模型, 进行有限元模态分析, 得出摆线轮在自由边界与约束边界下的固有特性。将模态计算结果与整机模型固有频率进行比较, 根据振型分析摆线轮最大刚体位移的位置, 进行结构优化设计并验证。**结果** 自由边界下的第 7, 8 阶与约束边界下的第 2, 3 阶固有频率均与整机相接近, 容易引起整机共振的固有频率段为 844.7~1163.7 Hz; 摆线轮最大刚体位移的位置为贯穿孔外侧的摆线齿廓, 自由和约束边界下的最大位移分别为 44.349, 59.484 mm; 结构优化后的最大位移分别为 37.581, 44.066 mm。**结论** 摆线轮齿廓处为结构的薄弱环节, 结构优化后的摆线轮模型在固有特性以及固有振型上都达到了有效改善效果。

关键词: RV 减速器; 摆线轮; 模态分析; 结构优化

中图分类号: TH132 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)09-0162-06

Modal Analysis and Structure Optimization of Cycloid Gear in RV Reducer

WANG Kui-kui^{1a,1b}, LI Ke^{1a,1b}, SU Lei^{1a,1b}, YUAN Bing²

(1.Jiangnan University a. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment & Technology; b. School of Mechanical Engineering, Wuxi 214122, China; 2.SAIC GM Dongyue Automobile Co., Ltd., Yantai 264006, China)

ABSTRACT: The work aims to optimize the structure of cycloid wheel according to its calculation results of modal analysis. Pro/E was applied to establish the 3D model for cycloid gear of RV reducer. The completed entity model was imported into ANSYS to build dynamic simulation analysis model for the finite element modal analysis, thus obtaining the inherent characteristics of cycloid gear under free and constrained boundaries. The results of the modal calculation were compared with the prototype's natural frequency. The position of the maximum rigid body displacement of the cycloid gear was analyzed according to the vibration mode, and the structure optimization was designed and verified. The natural frequencies of the 7th and 8th orders under free boundary and the 2nd and 3rd orders under constrained boundary were close to those of the complete machine, and the natural frequency range was 844.7~1163.7 Hz, which was easy to cause resonance. The position of the largest rigid body displacement of cycloid gear was the cycloid gear profile outside of the through hole, and the maximum displacements under the free and constrained boundaries were respectively 44.349 mm and 59.484 mm; after structure optimization, the maximum displacements were respectively 37.581 mm and 44.066 mm. The cycloid gear profile is the weak link of the structure, and the inherent characteristics and natural vibration mode of the optimized cycloid gear model are effectively improved.

KEY WORDS: RV reducer; cycloid gear; modal analysis; structure optimization

由针摆行星传动发展而来的 RV 传动是一种在机器人领域得到广泛应用的新型传动^[1-3]。包装行业作

为使用机器人最为广泛的行业之一, 要求机器人不仅能适应各种不同的环境, 且能在恶劣的环境下高强度

收稿日期: 2016-10-31

基金项目: 国家科技支撑计划 (2015BAF16B02); 国家自然科学基金 (51575236)

作者简介: 王葵葵 (1991—), 女, 江南大学硕士生, 主攻 RV 减速器传动系统动力学性能。

通讯作者: 李可 (1978—), 男, 博士, 江南大学教授, 主要研究方向为故障诊断与信号处理。

地工作,这对机器人的手臂运动精度以及腰部承载能力有极高地要求^[4-5]。RV 减速器凭借其结构紧凑、大传动比、运动精度高、承载能力强等优势逐步取代谐波减速器作为关节传动应用于自动化包装机器人中。

目前,国内对 RV 减速器的研究不再局限于动力学分析,已经进入了振动领域。刘继岩等^[6]建立了 RV 减速器的动力学模型并推导其运动微分方程,通过求解振动方程得到系统固有频率;李瑰贤等^[7]利用传递矩阵法建立了 RV 减速器的扭转动力学模型,并进行了扭转振动的相关研究。由于机器人对 RV 减速器的精度以及振动水平要求十分严格,因此通过有限元模态分析的方法来确定 RV 减速器的固有频率和主要振型,可有效避免 RV 减速器在实际工况下产生共振,从而提高机器人的运动精度。国内外学者也开展了相关的研究工作,姚辰龙等^[8]对 RV 减速器行星架进行了模态分析,根据对比分析结果得出了改进的模型;何卫东等^[9]对 RV 传动中的曲柄轴进行了模态分析,通过分析刚体变形位移对曲柄轴进行了优化设计。J.O.Cameiro 等^[10]在尽可能模拟现实边界条件下对管弯处完成了有限元模态分析,结果显示有限元模态与实验模态吻合,证明了模态分析可用于预测结构特性。

文中主要针对 RV 减速器中的摆线轮进行有限元模态分析,根据与整机固有特性的对比结果,得出摆线轮结构的改进方案,为 RV 减速器的结构优化设计提供理论依据。

1 摆线轮模型的建立

对摆线轮进行模态分析前,须先建立零件的三维实体模型,然后再导入 Ansys 中,通过定义合适的有限元模型进行模态分析。文中主要利用 Ansys Workbench 进行模态分析,虽然该软件本身具有实体建模的能力,但是对于复杂曲面模型的处理,在效率上并不乐观,因此,文中首先采用 Pro/E 进行三维建模,利用生成的中间文件(IGES 格式文件)完成 Ansys Workbench 的模型导入。

1.1 摆线齿廓参数化

摆线轮齿廓为短幅外摆线的等距曲线,其成形原理见图 1,半径为 r 的滚圆(发生圆)绕着半径为 R 的固定基圆外侧作纯滚动,两圆外切于 P 点。滚圆上的点 C_1 的轨迹 $C_1C'C''C'''C_2$ 称为外摆线。在滚圆内且与滚圆相固连的一点 M_1 的轨迹 $M_1M'M''M'''M_2$ 称为短幅外摆线^[11]。

应用 Pro/E 软件进行建模时,先利用“参数/关系”来设置摆线轮设计参数,并建立几何参数与设计参数之间的约束关系,再使用“方程编辑器”通过输入摆线

方程来生成摆线轮齿廓曲线,最后用 Pro/E 软件中的基本命令操作完成摆线轮的参数化建模^[12]。

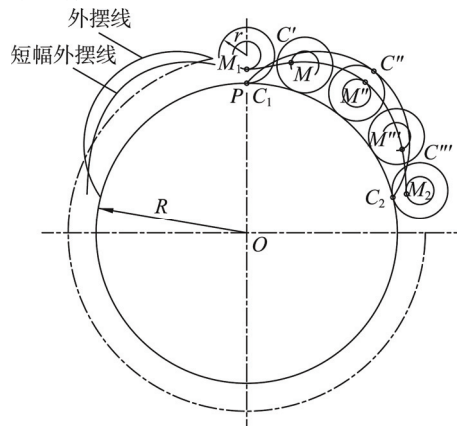


图 1 短幅外摆线成形原理

Fig.1 Forming principle of short epicycloids

1.2 摆线轮参数化建模

摆线轮齿廓的通用表达式可用方程(1)~(2)表示。

$$x = m \cos((1-i)\varphi) - n \cos(i\varphi) \quad (1)$$

$$y = m \sin((1-i)\varphi) + n \sin(i\varphi) \quad (2)$$

式中: $\varphi = 360tZ_b$ ($t=0 \sim 1$), $m=r_z-r_bS^{-1/2}$, $n=e-K_1r_bS^{-1/2}$, $S=1+K_1^2-2K_1\cos\varphi$ 。 i 为相对传动比, $i=Z_b/Z_c$; K_1 为短幅系数, $K_1=e(Z_b/r_z)$; e 为偏心距; Z_b 为针齿个数; Z_c 为摆线轮齿数; r_z 为针齿中心圆半径; r_b 为针齿半径。

文中以 RV-200C 减速器为研究对象,针对 2K-V 型 RV 传动的摆线轮进行分析,主要设计参数为:针齿数 40,摆线轮齿数 39,摆线轮有效宽度为 20 mm,偏心距为 2.225 mm,针齿中心圆半径为 114.5 mm,针齿半径为 5 mm,转臂轴承孔径为 55 mm,转臂轴承孔分布圆直径为 126 mm,输入轴孔径为 52 mm。由 Pro/E 生成的摆线轮实体模型见图 2。

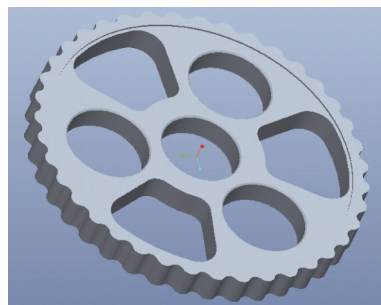


图 2 摆线轮实体模型

Fig.2 Solid model of cycloid gear

2 摆线轮有限元模态分析

为了保证分析的可靠性和准确性,完成模型导入后,根据摆线轮实际材料属性设定弹性模量 $E=213$ GPa,泊松比 $\mu=0.292$,密度为 $\rho=7800$ kg/m³。定义单元类型为 Solid186 六面体单元,Solid186 是一个高

阶3维20节点固体结构单元,单元通过20个节点来定义,每个节点有3个沿xyz方向平移的自由度。Solid186可以具有任意空间的各向异性,单元支持塑性、超弹性、蠕变、应力钢化、大变形和大应变能力。在划分网格时,综合考虑了摆线轮的结构规模以及计算精度,对摆线轮进行自由网格划分,设定网格单元尺寸为2 mm。网格划分结果见图3。

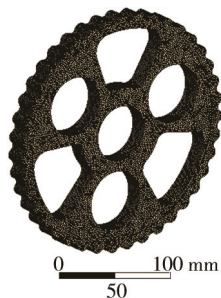


图3 摆线轮有限元模型

Fig.3 The finite element model of cycloid gear

为了加强对模型的比较分析与理解,分别对模型在自由边界以及约束边界条件下进行模态分析与对比,从而得出相应结论。

2.1 摆线轮自由边界条件下的模态分析

从理论上讲,自由边界下的模态计算结果可以通过建立数学模型的方法求解出其他任意边界条件下的振动特性;相反,特定边界下得到的计算参数无法转化为其他边界条件下的振动特性^[13]。对模型进行自由边界模态分析对理论研究存在重要的指导意义。

各阶固有频率对应振型的线形组合反映了模型的振动形态,其中低阶频率与振型对模型的振动影响较大,因此在模态分析时一般取前5~10阶。文中对摆线轮在自由边界下进行前10阶的模态计算,得到固有频率与振型的结果见表1。振型较为显著的第7、10阶振型见图4。

根据以上结果,前6阶固有频率均为0,分析过程中

表1 摆线轮各阶固有频率和振型(自由边界)

Tab.1 Inherent frequency and vibration mode of cycloid gear (free border)

阶数	频率/Hz	振型
1	0	刚体平动
2	0	刚体平动
3	2.403×10^{-3}	刚体平动
4	3.5929×10^{-3}	刚体平动
5	4.3911×10^{-3}	刚体平动
6	4.9274×10^{-3}	刚体平动
7	1168	齿廓沿轴向扭转
8	1168	齿廓沿轴向扭转
9	1811.1	齿廓沿轴向摆动
10	2797.2	齿廓沿轴向扭转

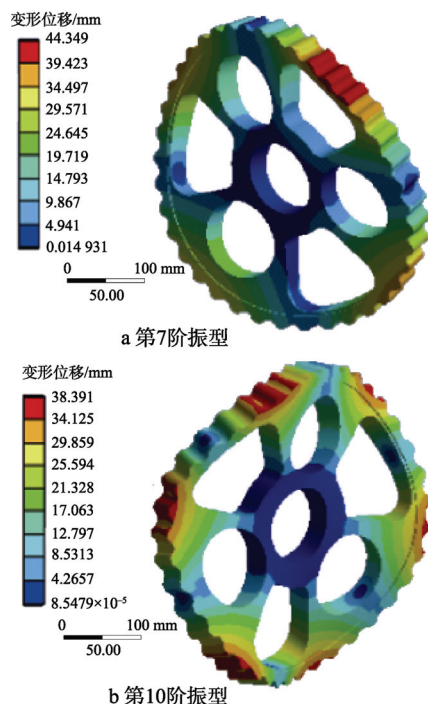


图4 摆线轮固有振型(自由边界)

Fig.4 The inherent vibration mode of cycloid gear (free border)

对刚体模态不加以考虑,主要分析7—10阶的频率与振型。文献[14]中通过求解动力学方程得到了RV减速器系统前9阶的固有频率分别为75.14, 135.07, 135.77, 178.48, 426.3, 451.63, 844.47, 847.065, 1163.1 Hz。

通过比较得出,摆线轮的第7、8阶与系统的第9阶固有频率接近,且接近程度相当大,极易产生共振现象。摆线轮的固有频率可以通过改变摆线轮的质量或结构形态来改变,从而避免产生共振。观察摆线轮振型可知,摆线轮最大集中位移发生在摆线轮加强件贯穿孔外侧的摆线齿廓处(见图4),则说明此处变形最大,为结构的薄弱环节,在生产设计时需注意变形较大处的结构刚度。

2.2 摆线轮约束边界条件下的模态分析

模型的自由度在自由边界下不受任何限制,而在实际接触的过程中多为刚性接触,因此不限制约束的结果会与实际情况存在偏差^[15]。若在有限元模态分析中添加与实际支撑条件近似的边界条件,则能更加准确地反映出摆线轮在RV传动过程中的动态性能。通过设置约束条件来建立各个零件之间的关系,能够确保分析结果的准确可靠性。

摆线轮在运动过程中,主要受到3个转臂轴承的约束,转臂轴承主要连接曲柄轴与摆线轮,轴承两端有卡圈定位,所以在轴向上需要施加约束固定。由于摆线轮与转臂轴承的相互作用力面积一般小于总体接触面积的一半,因此在约束时选择接触面积的1/2添加径向约束。施加约束后的摆线轮模型见图5。

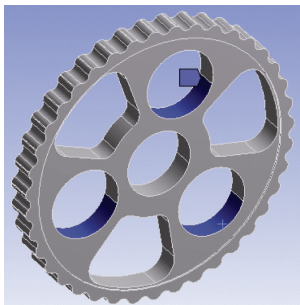


图 5 摆线轮约束模型
Fig.5 Restrict model of cycloid gear

对摆线轮进行约束状态下模态分析，同样取前 10 阶的模态计算结果,得到固有频率与振型的结果见表 2。振型较为显著的第 7, 9 阶振型见图 6。

表 2 摆线轮各阶固有频率和振型(约束边界)
Tab.2 Inherent frequency and vibration mode of cycloid gear (real border)

阶数	频率/Hz	振型
1	0	刚体平动
2	834.48	齿廓沿轴向摆动
3	1013.6	齿廓沿轴向摆动
4	1732.8	齿廓沿轴向扭摆
5	2047.2	齿廓沿轴向扭动
6	2713.3	中心部分沿轴向伸缩
7	3452.2	齿廓沿轴向扭动
8	3576.4	齿廓沿径向伸缩
9	3886.2	齿廓沿轴向扭动
10	4855.9	齿廓沿径向伸缩

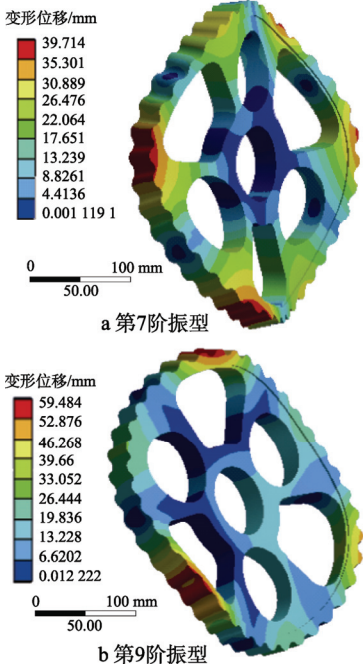


图 6 摆线轮固有振型(约束边界)
Fig.6 The inherent vibration mode of cycloid gear (real border)

根据以上结果,可以发现约束边界下的固有频率较大于自由边界,其中摆线轮的第 2, 3 阶分别与系统的

第 7, 8 阶和第 9 阶固有频率较为接近,虽然接近的程度并不明显,但仍有可能引发共振。同理,可以通过改变质量或结构形态来改变摆线轮的固有特性,从而避免产生共振。观察约束边界振型可知,最大集中位移仍发生在摆线轮加强件贯穿孔外侧的摆线齿廓处 (见图 6),这说明对摆线轮齿的刚度要求需要提高。以上分析结果为摆线轮的优化设计提供了理论依据,可适当提高变形较大处的刚度,减少变形过大带来的结构损伤。

3 结构优化与验证

根据上述模态分析结果显示,摆线轮存在着与整机系统较为接近的固有频率,最大位移量集中在摆线轮加强件贯穿孔外侧的摆线齿廓处。经过对模型结构的详细分析可知在原有模型基础上改变摆线轮的质量较为困难,因此在保证摆线轮刚度的基础上,尝试用改进摆线轮加强件贯穿孔结构的方法来优化结构。原有模型的贯穿孔以扇形结构在摆线轮上均布,齿廓边缘处为与摆线轮同心圆的圆弧曲线,这种结构对摆线轮在质量上起到了很好地控制作用,但降低了靠近齿廓处的孔廓边缘弧线上的齿厚,一定程度上弱化了摆线轮齿的强度。文中将摆线轮行星架的贯穿孔改进为以孔径为 55 mm 的圆形结构均布于直径为 135 mm 的圆周上,圆孔与摆线轮中心连线处的外侧孔廓边缘虽仍为圆弧曲线,但其向两侧展开的弧线方向上的齿厚明显增加,对优化后的结构进行分析验证。

将优化后的结构模型重新导入 Ansys 中,定义与之前相同的单元类型以及材料属性,设定网格单元尺寸为 2 mm,优化后的结构模型网格划分结果见图 7。

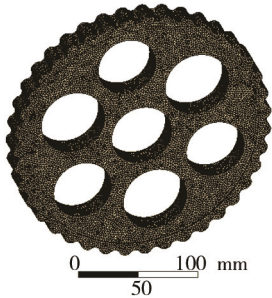


图 7 摆线轮实体优化有限元模型
Fig.7 The finite element model of cycloid gear after optimizing

分别在自由和约束状态下对改进后的模型进行模态分析,得到固有频率和振型,为了便于分析,将各个状态的各阶频率数值绘制成曲线进行对比,见图 8。

在自由状态下,前 6 阶为刚体模态,则在曲线中不作分析。优化后的摆线轮在自由模态下与之前的模型相比,虽然各阶固有频率值略有增加,但在第 7, 8 阶处的频率与整机第 9 阶频率的接近程度大大降低,有效避免了共振的产生。在约束模态下,优化后的模型相比较之前,前 8 阶的固有频率值略有降低,虽然

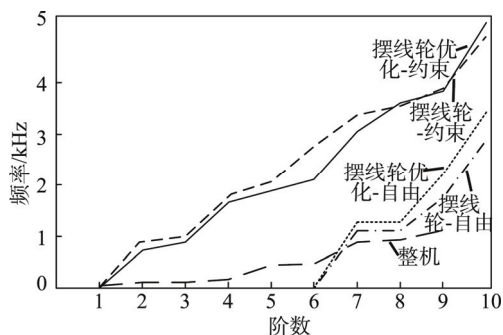


图8 固有频率对比

Fig.8 Contrast figure of inherent frequency

第2,3阶的频率变化不明显,与整机仍较为接近,但在数值上发生了一定量的变化,对降低发生共振的可能性有一定的作用。同样,将摆线轮优化前后各阶频率对应振型的最大集中位移绘制成对比曲线见图9,摆线轮优化后自由和约束边界下的振型见图10。

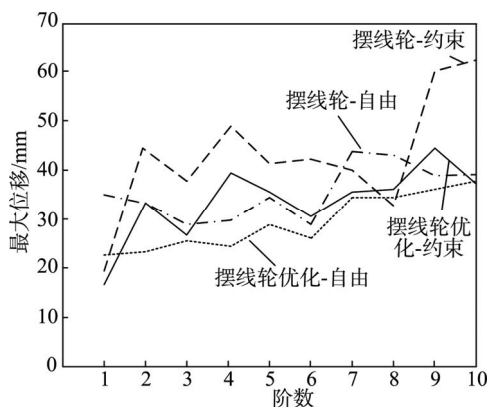


图9 最大位移对比

Fig.9 Contrast figure of the maximal displacemen

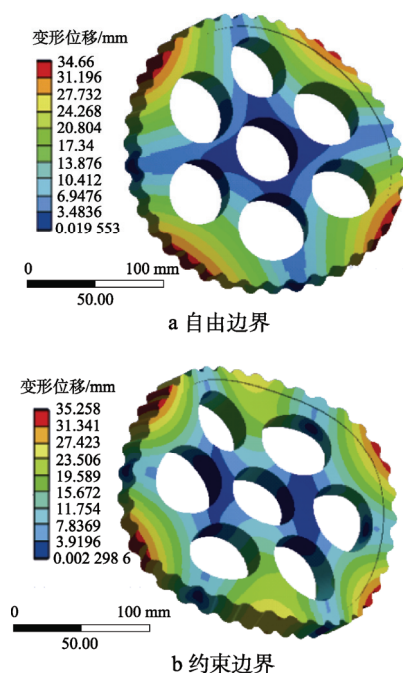


图10 摆线轮结构优化后固有振型

Fig.10 The inherent vibration mode of cycloid gear after optimizing

由图10可知,最大位移仍集中发生在摆线轮齿廓处,但通过对比结构优化前后的最大位移曲线,可以发现在自由边界下,各阶振型的最大位移都有一定量的下降,有效避免了变形过大带来的损伤。在约束边界下,摆线轮齿廓处的最大位移在数值上有明显的下降,虽然第8阶振型的最大位移没有得到较好地改善,但同比其他各阶,其最大位移值低于显著振型的最大位移量,一定程度上缩小了齿廓的变形范围,达到了改善的效果。

4 结语

通过对摆线轮 Pro/E 模型的建立、导入以及在自由和约束边界下的有限元模态分析可得出,使用参数化设计方法对摆线轮进行建模,通过修改约束参数快速生成模型,提高了建模效率,同时能够满足不同的建模要求,使模型的改变更具灵活性,这种方法大大缩短的建模周期,提高了仿真度和研究效率,有广泛的适用性;利用 Ansys 对摆线轮在自由边界和约束边界下进行模态分析,增加了结果的可靠性,通过对比分析得到的固有频率与整机固有频率,找出了极有可能产生共振的频率段,为避免或降低共振提供理论依据;通过观察模态振型图,得到了摆线轮最大位移集中的位置,找出了摆线轮结构中的薄弱环节,以此为结构优化突破口,为摆线轮的优化设计提供理论依据;对摆线轮进行了结构优化,对比优化前后的分析结果,得出了优化后的模型对频率以及振型的影响效果,验证了改善的有效性。

参考文献:

- [1] 陈姗姗. 工业机器人关节用RV减速器运动学分析及关键零部件制造工艺探索[D]. 银川: 宁夏大学, 2015.
CHEN Shan-shan. RV Reducer Kinematics Analysis and Exploration of Key Parts Manufacturing Process of the Industrial Robot Joints[D]. Yinchuan: Ningxia University, 2015.
- [2] 贡林欢. 工业机器人用RV减速器的样机试制及试验研究[D]. 常州: 江苏理工学院, 2015.
GONG Lin-huan. RV Reducer Prototype Test and Experimental Research of the Industrial Robot[D]. Changzhou: Jiangsu Institute of Technology, 2015.
- [3] 卢琦, 吴鑫辉, 何卫东. 机器人用RV减速器综合性能测试系统研究[J]. 机械传动, 2016(4): 1—3.
LU Qi, WU Xin-hui, HE Wei-dong. Research of Comprehensive Performance Testing System for RV Reducer in Robot [J]. Mechanical Transmission, 2016(4): 1—3.
- [4] 张晓明. 高速包装机器人设计研究[J]. 山东工业技

- 术, 2016(12): 149—150.
- ZHANG Xiao-ming. Research of High-speed Packaging Robot Design[J]. Shandong Industrial Technology, 2016(12): 149—150.
- [5] 肖艳. 机器人在包装自动化领域发展势头强劲[J]. 中国包装工业, 2014(7): 16—22.
- XIAO Yan. Robot in Packaging Automation Development Momentum[J]. Chinese Packaging Industry, 2014(7): 16—22.
- [6] 刘继岩, 孙涛, 戚厚军. RV 减速器的动力学模型与固有频率研究[J]. 中国机械工程, 1999, 10(4): 381—383.
- LIU Ji-yan, SUN Tao, QI Hou-jun. Research of the Dynamic Model and the Inherent Frequency of RV Reducer[J]. The Chinese Mechanical Engineering, 1999, 10(4): 381—383.
- [7] 李瑰贤, 吴俊飞, 李华敏. 变厚齿轮 RV 减速器系统扭振动力学分析[J]. 机械传动, 1999(4): 20—22.
- LI Gui-xian, WU Jun-fei, LI Hua-min. Torsional Vibration Mechanics Analysis of Thickening Gear RV Reducer System [J]. Mechanical Transmission, 1999(4): 20—22.
- [8] 姚辰龙, 陈来利. RV 减速器行星架的模态分析[J]. 机械工程师, 2013(3): 111—113.
- YAO Chen-long, CHEN Lai-li. Modal Analysis of the Planetary Frame in RV Reducer[J]. Mechanical Engineer, 2013(3): 111—113.
- [9] 何卫东, 姜振波, 鲍君华, 等. RV 传动中曲柄轴的模态分析[J]. 大连交通大学学报, 2011, 32(2): 28—32.
- HE Wei-dong, JIANG Zhen-bo, BAO Jun-hua, et al. Modal Analysis of the Crank Shaft in RV Transmission[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2011, 32(2): 28—32.
- [10] CARNEIRO J O. The Modal Analysis of a Pipe Elbow with Realistic Boundary Conditions[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2005, 82(8): 592—601.
- [11] 秦大同, 谢里阳. 现代机械设计手册: 第 3 卷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2011.
- QIN Da-tong, XIE Li-yang. Modern Mechanical Design Manual: Volume 3[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2011.
- [12] 曾祥亮, 张屹. 基于 Pro/E 摆线针轮的参数化设计方法[J]. 装备制造技术, 2009(8): 58—59.
- ZENG Xiang-liang, ZHANG Yi. Parametric Design Method of Cycloidal Pinwheel Based on Pro/E[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2009(8): 58—59.
- [13] 项林. 汽车前轴静动态有限元分析[D]. 南宁: 广西大学, 2008.
- XIANG Lin. Static and Dynamic Finite Element Analysis of Automobile Front Axle[D]. Nanning: Guangxi University, 2008.
- [14] 肖君君. RV 减速器的动态特性理论分析[D]. 大连: 大连交通大学, 2009.
- XIAO Jun-jun. Theory Analysis of the Dynamic Characteristics of RV Reducer[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2009.
- [15] 田雨. 机器人用 RV 减速器模态测试与分析[D]. 大连: 大连交通大学, 2014.
- TIAN Yu. Modal Test and Analysis of RV Reducer in Robot[D]. Dalian: Journal of Dalian Jiaotong University, 2014.