

AAR 型三球销式等速万向节轴向力分析与优化^{*}

王 禹¹, 万里翔¹, 上官利坚², 侯秋丰³

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都, 610031)

(2. 宁波拓普集团股份有限公司 宁波, 315800)

(3. 浙江向隆机械有限公司 宁波, 315300)

摘要 三球销式万向节在工作过程中会产生轴向派生力和高频滑移阻力, 轴向派生力会引起汽车的横向振动, 滑移阻力则会引起汽车的怠速轰鸣。为解决新能源汽车中轴向力引起的噪声、振动与声振粗糙度 (noise, vibration, and harshness, 简称 NVH) 问题, 首先, 以球环角度可调 (angular adjusted roller, 简称 AAR) 型三球销式等速万向节为研究对象, 建立了 AAR 型三球销式等速万向节的多体动力学模型; 其次, 开展了三球销式等速万向节轴向派生力和滑移阻力测试, 对计算和测试得到的力学数据进行对比分析, 验证了多体动力学模型的正确性与有效性; 然后, 为使球环与滚道的接触应力最小化, 将球环半径、滚道半径等接触参数作为优化设计变量, 以该应力为目标函数建立响应面优化模型, 获得了 AAR 型三球销式等速万向节的最优结构; 最后, 将优化后的 AAR 型三球销式等速万向节的轴向力与现有等速万向节轴向力进行了对比分析。结果表明, 与优化前相比, 优化后的 AAR 型三球销式等速万向节产生的轴向派生力降低了 5%~8%, 高频滑移阻力降低了 5%~6%。

关键词 AAR 型三球销式等速万向节; 轴向派生力; 高频滑移阻力; 多体动力学模型; 参数优化

中图分类号 TH132.2; U463.21

1 问题的引出

三球销式等速万向节广泛应用于汽车驱动轴轴向滑移式万向节领域, 但由于万向节内部部件的接触和摩擦, 三球销式等速万向节会产生轴向力, 包括车辆在怠速状态下产生的滑移阻力和加速工况下产生的轴向派生力。由轴向力引起的车辆横向振动和噪声对乘坐舒适性造成不利影响, 特别是由三球销式等速万向节轴向力引起的振动和噪声问题在新能源汽车中尤为明显^[1-2]。

为减小由轴向力引起的车辆振动和噪声, 研究人员将普通三球销式等速万向节改进为 AAR 型三球销式等速万向节^[3], 其主要由三柱槽壳、三销架、球环和传动轴组成, 其中球环由挡圈、滚针、内球环、外球环组成。AAR 型三球销式等速万向节结构图如图 1 所示。

不同三球销式等速万向节结构特征对比见图 2。相较于普通三球销式等速万向节, AAR 型三球销式等速万向节增加了一个内球环。内球环的内表面为圆柱形, 销轴外表面为球形, 使得外球环增加了一个转动自由度, 回转灵活性更好。该型万向节球环外

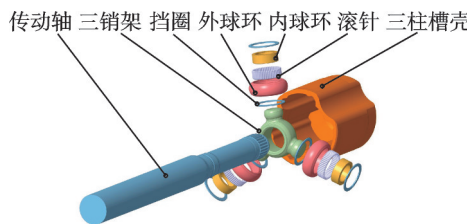


图 1 AAR 型三球销式等速万向节结构图
Fig.1 Structure diagram of an AAR tripod constant velocity joint

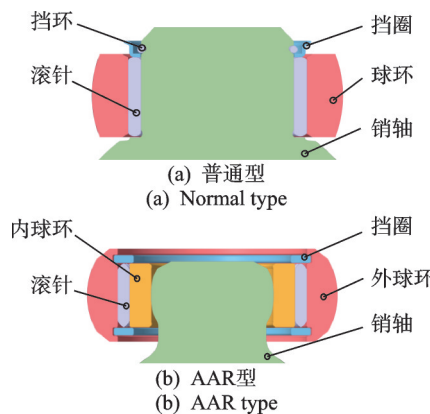


图 2 三球销式等速万向节球环结构特征对比
Fig.2 Comparison of structure characteristics of the tripod constant velocity joint

^{*} 国家自然科学基金资助项目 (12272137)

收稿日期: 2023-12-26; 修回日期: 2024-04-03

表面为半圆环形,滚道为双圆弧形,在工作的过程中球环与滚道之间的接触为点接触,且消除了球环和滚道之间的俯仰角^[3]。这种设计使得外球环在滚道内做纯滚动运动,减少了球环和滚道之间的滑动摩擦,改善了该万向节的NVH特性。

三球销式等速万向节的轴向力主要由其内部构件之间的摩擦产生。Mariot等^[4]针对驱动轴系统的颤振现象进行了研究,建立了驱动轴总成静力学模型,明确了三球销式万向节球环和滚道之间、球环和球销之间的摩擦行为。该研究发现球环与滚道之间的库仑摩擦是颤振产生的主要原因,为后续针对轴向力的研究奠定了理论基础。文献[5-7]建立了三球销式等速万向节摩擦模型,基于该模型分析了各种摩擦力对球环和滚道间的摩擦阻力的影响,并建立了三球销式等速万向节轴向派生力计算的多体动力学模型。然而,上述研究仅进行了理论计算,未开展试验验证。Jo等^[8]提出了一种新的三球销式万向节轴向派生力计算模型,该模型在试验分析的基础上,考虑了球环和滚道之间的滚滑摩擦,弥补了传统模型未考虑或简化摩擦特性的缺点。

为减小轴向力对车辆NVH特性的影响,Sugiura等^[9]根据轴向派生力的产生原理,提出通过改变内部构件接触方式以减少轴向派生力。通过将理论结果、多体动力学计算结果与试验结果进行对比,验证了该优化方法的有效性。Lim等^[10]设计了一种极低轴向力三球销式等速万向节,并验证了该万向节具有较好的NVH特性。然而,该节型的内部构件之间仍存在较大的摩擦力,优化效果并不理想。Wi等^[11]将三球销式万向节的球环半径和壳体半径作为优化参数,通过正交分析得到了使球环和壳体的接触应力最小化的参数。通过对比仿真与试验结果,验证了可通过优化球环与壳体接触形状来减小轴向派生力。邱胤原等^[1]设计了一种新型三球销式等速万向节,通过多体动力学模型,对比分析了三球销式等速万向节和双球环三球销式等速万向节的动力学特性,证明了双球环三球销式等速万向节具有更好的动力学特性。文献[12-14]对三球销式万向节的内部摩擦进行了深入研究,冯华渊等^[15]基于分形理论提出了一种新的考虑粗糙表面特性的轴向摩擦力确定性计算模型,该研究结合Legendre多项式和顶点法,提出了一种求解区间模型响应的新方法(Legendre-顶点法),对轴向摩擦力进行多目标区间不确定性优化,得到传动轴系统的最优设计参数。

综上所述,目前对三球销式等速万向节的研究主要集中于在对万向节内部构件之间的摩擦分析,

以及轴向力测试和多体动力学模型分析。针对三球销式等速万向节轴向力优化研究,一方面可以通过提出新结构来提高三球销式等速万向节的NVH性能;另一方面可以在现有节型的基础上优化内部摩擦,以降低轴向力。AAR型三球销式等速万向节在现有节型的基础上应运而生,并得到了广泛的应用。然而,AAR型三球销式等速万向节在实际应用中仍存在加速抖动、异响等问题。因此,通过优化内部构件的接触对轴向力进行研究和优化具有工程实际意义。

本研究以AAR型三球销式等速万向节为研究对象,建立该型万向节轴向力计算的多体动力学分析模型。开展AAR型三球销式等速万向节轴向力测试,获取该型万向节驱动轴系统在不同工况下产生的轴向力。通过对比测试结果和计算结果,验证模型的正确性。为使球环与滚道的接触应力最小化,将球环半径、滚道半径等接触参数作为优化设计变量,建立响应面优化模型,获得AAR型三球销式等速万向节的最优结构。通过多体动力学模型分析,将优化后的AAR型三球销式等速万向节的轴向力与现有等速万向节的轴向力进行对比。

2 轴向力计算模型与测试验证

2.1 轴向力计算模型

通过参数化建模在Adams软件中建立AAR型三球销式等速万向节多体动力学模型。为提高计算精度和效率,对球环部件进行简化,AAR型三球销式等速万向节球环建模结果见图3,其相关材料参数见表1。

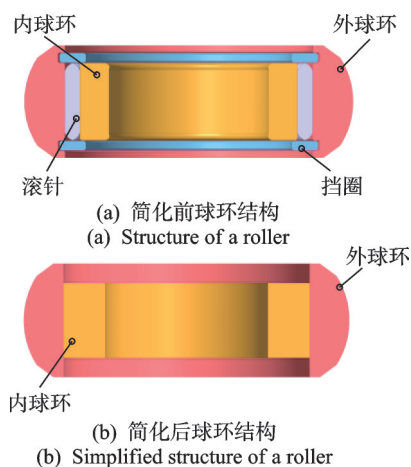


图3 AAR型三球销式等速万向节球环建模

Fig.3 Modelling of a roller of an AAR tripod constant velocity joint

表 1 材料参数
Tab.1 Material parameters

部件	材料	密度/ (g·cm ⁻³)	弹性模量/ MPa	泊松比
三柱槽壳	55 钢	7.83	217 000	0.27
球环	GCr15	7.83	219 000	0.30
三销架	20CrMnTiH	7.86	207 000	0.25

本研究将球笼式等速万向节简化为球面副,连接传动轴和地面。负载转矩施加在传动轴上,根据各部件的运动特点对其进行约束。建立的 AAR 型三球销式等速万向节多体动力学模型见图 4。球环与滚道的法向受力示意图如图 5 所示。

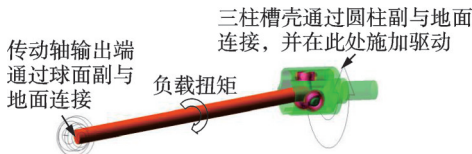


图 4 AAR 型三球销式等速万向节多体动力学模型
Fig.4 Multi-body dynamic model of an AAR tripod constant velocity joint

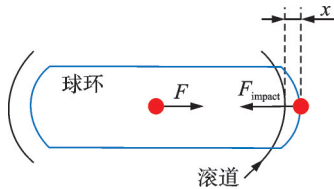


图 5 球环与滚道接触的法向受力示意图
Fig.5 Normal force diagram of the roller and track

法向接触采用碰撞模型,接触力与法向穿透深度、法向相对速度的关系式^[16]为

$$F_{\text{impact}} = Kx^p + C\dot{x} \quad (1)$$

其中: K 为接触刚度,根据赫兹接触理论, K 计算结果为 $1 \times 10^5 \text{ N/mm}^{[16]}$; $C=50^{[17]}$,为接触阻尼,通常为接触刚度 K 的 $0.1\% \sim 1\%$; x 为接触点处法向穿透深度; $\dot{x}$ 为接触点处法向相对速度; p 为力指数,由接触类型决定,该型万向节球环和滚道之间的接触为点接触,因此 $p=1.5$ 。

为增强数值计算收敛性,采用修正库仑摩擦模型计算球环与滚道之间的摩擦力。该模型摩擦因数随接触体相对滑移速度呈光滑连续变化曲线,可有效提升数值计算收敛性能。此时摩擦力 f 的计算式^[17]为

$$f = -F_n \mu(v) \quad (2)$$

其中: F_n 为法向接触力; μ 为摩擦因数; v 为两接触物体之间的相对速度。根据润滑脂,静摩擦因数 $\mu_s=0.08$;对于 AAR 型三球销式等速万向节,根据工程

经验,球环和滚道之间的动摩擦因数 μ_d 可取为静摩擦因数 μ_s 的 $5\%^{[1]}$ 。

2.2 轴向力测试方法

AAR 型三球销式等速万向节轴向力测试台架见图 6。该设备可对驱动轴系统施加载荷,测量驱动轴系统的受力;齿轮电机驱动滚珠丝杠机构,使驱动轴系统进行轴向位移和侧向位移,进而控制驱动轴系统的工作角度。利用该设备可测量驱动轴系统的轴向力。该测试台架技术参数见表 2。

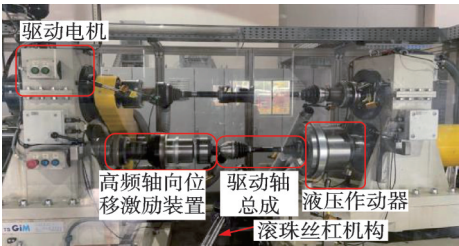


图 6 AAR 型三球销式等速万向节轴向力测试台架
Fig.6 Axial force test rig of an AAR tripod constant velocity joint

表 2 测试台架技术参数
Tab.2 Technical parameters of test rig

参数	参数值	测量精度
负载扭矩/(N·m)	-2 000~2 000	0.5
万向节输入转速/(r·min ⁻¹)	-2 000~2 000	±2
万向节摆角/(°)	-55~55	±0.5
万向节轴向位移/mm	-50~50	±0.12
万向节高频轴向位移幅值/mm	-5~5	±0.01
万向节周向位移/mm	-50~250	±1
万向节输入角位移/(°)	0~360	±0.5

轴向力测量原理见图 7。在进行轴向派生力测试时,将驱动轴总成中的固定型万向节与电机相连,将 AAR 型三球销式等速万向节与液压作动器相连;利用力传感器测试 AAR 型三球销式等速万向节产生的轴向力,对时域信号进行快速傅里叶变换,得到具有 3 阶特性的轴向派生力。在测试高频滑移阻力时,由高频位移激励模块模拟急速振动激励;利用六分力传感器测量 AAR 型三球销式等速万向节产生的高频滑移阻力。

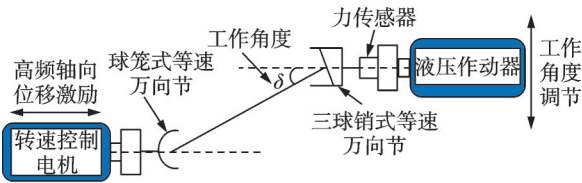


图 7 轴向力测量原理图
Fig.7 Principle diagram of axial force measurement

在开展 AAR 型三球销式等速万向节轴向力测试前,需对万向节进行磨合处理。磨合不仅可提高万向节内部构件配合度,还能使润滑脂在万向节内部均匀分布,进而获得稳定的轴向力测量数据。万向节磨合工况见表 3(表中+、-代表施加扭矩、转速的方向),测试时驱动轴工作角度在 $0^{\circ}\sim 15^{\circ}$ 内按正弦规律周期变化,频率为 0.067 Hz。

表 3 万向节磨合工况

Tab.3 Running-in conditions in joint

步骤	负载转矩/(N·m)	输入转速/(r·min ⁻¹)	持续时间/min
1	+300	+200	30
2	+600	+200	90
3	-300	-200	30
4	-600	-200	90

轴向派生力、高频滑移阻力测试方案分别见表 4、表 5。在进行高频滑移阻力测试时,向驱动轴总成施加位移幅值为 0.07 mm、频率为 30 Hz 的高频位移激励。

表 4 轴向派生力测试方案

Tab.4 Test scheme for generated axial force

测试组	负载转矩/(N·m)	输入转速/(r·min ⁻¹)	工作角度/($^{\circ}$)
1	600	200	0~14
2	600	200~1000	8
3	100~700	200	8

表 5 高频滑移阻力测试方案

Tab.5 Test scheme for plunging resistant force

测试组	负载转矩/(N·m)	输入转速/(r·min ⁻¹)	工作角度/($^{\circ}$)
1	200	1	2~10
2	100~500	1	8

2.3 模型验证

轴向力试验结果与计算结果对比见图 8,展示了 AAR 型三球销式等速万向节在负载扭矩

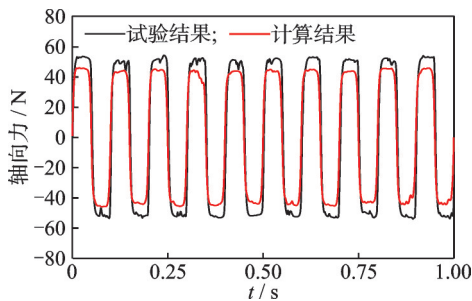
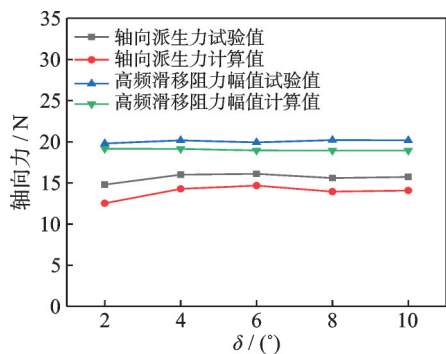


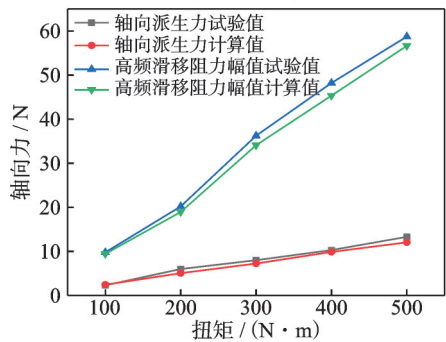
图 8 轴向力试验结果与计算结果对比
Fig.8 Comparison of testing and simulation results of axial force

为 600 (N·m)、工作角度为 8° 、驱动转速为 200 r/min 下的结果。从图中可以看出,试验结果与多体动力学模型计算结果变化规律保持一致,两者在幅值上存在差异,相对误差小于 10%。这主要是由于在建立多体动力学模型时进行了简化,即球环与滚道的法向接触简化为点接触(实际工况下接触会发生变形,接触区域为椭圆);切向摩擦模型同样采用修正的库仑摩擦模型。

图 9 为不同工况下多体动力学模型计算和测试结果对比图。由图 9 可见,当 AAR 型三球销式等速万向节总成在不同工况下运行时,轴向派生力计算结果与试验结果变化趋势基本保持一致,相对误差约为 10%。然而,当工作角度过大时,计算结果与试验结果之间存在一定的误差。原因在于当工作角度过大时,为保证球环始终平行于滚道运动,球环在滑运过程中不断偏转,导致其受力情况更加复杂。多体动力学计算模型无法完全模拟万向节构件内部的运动,计算结果较试验结果偏小,但从整体来看,该模型可准确计算轴向派生力。在不同负载扭矩下,高频滑移阻力的计算结果与试验结果的变化趋势基本保持一致,随着负载扭矩的增大而增大,相对误差约为 5%,计算精度较高。高频滑移阻力的计算结果进一步验证了多体动力学模型的有效性。



(a) 工作角度
(a) Joint angles



(b) 负载扭矩
(b) Load torques

图 9 不同工况下模型计算和试验测试结果
Fig.9 Results of simulation and testing under different conditions

综上,负载扭矩对轴向力影响较大,轴向派生力和高频滑移阻力均随着负载扭矩的增大近似呈线性增长。AAR型三球销式等速万向节的轴向力的试验结果与多体动力学计算结果吻合度较高,有效验证了所建立模型的准确性。

3 轴向力优化

轴向力主要源于球环与滚道之间的接触和摩擦,故可通过优化AAR型三球销式等速万向节的球环和滚道接触应力来减小轴向力。球环和滚道的接触应力可通过有限元模型计算。为使球环与滚道的接触应力最小化,将球环半径、滚道半径等接触参数作为优化设计变量,建立响应面优化模型,获得了AAR型三球销式等速万向节的最优结构设计参数。

3.1 接触应力分析的有限元模型

图10为用于AAR型三球销式等速万向节内部组件接触应力分析的有限元模型。图10(a)中,三柱槽壳、球环、三销架的销轴等接触部分均采用六面体网格建立,网格大小为1 mm。图10(b)中,将三柱槽壳杆部耦合于轴心RP-1点处,并在此处施加1 000 N·m的扭矩,即中型汽车常用起动机扭矩^[11];图10(c)中,在三销架的内花键处施加全约束,限制其6个自由度,进而计算球环与滚道间的接触应力。

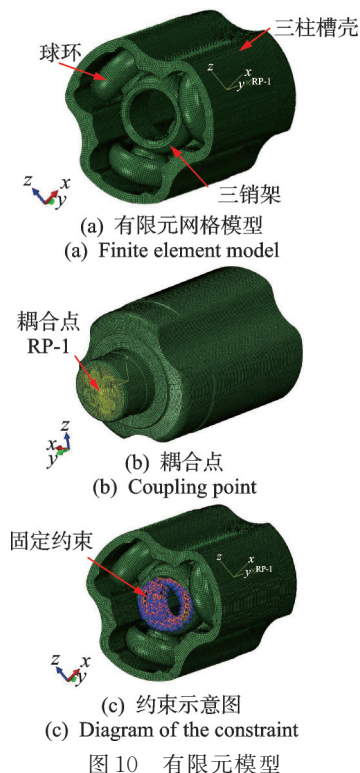


图10 有限元模型

3.2 响应面优化模型

在影响AAR型三球销式等速万向节内部组件接触应力的众多因素中,本研究选择外球环半径、内球环半径、滚道半径作为变量进行优化。球环和滚道的设计变量见图11,其中: r_1 为外球环在 $x-z$ 平面内的半径,基本尺寸为10 mm; r_2 为滚道在 $x-z$ 平面内的半径,基本尺寸为14 mm; r_3 为外球环在 $x-y$ 平面内的半径,基本尺寸为21.6 mm; r_4 为内球环在 $x-y$ 平面内的半径,基本尺寸为10.8 mm。基于四因素五水平Box-Behnken响应面设计试验方案,共设计25组试验^[18-19]。

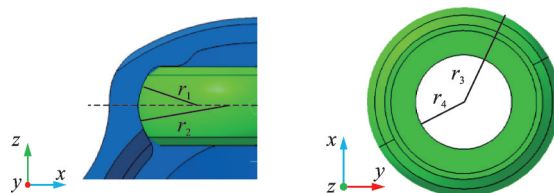


图11 球环和滚道的设计变量

Fig.11 Design variables of the roller and track

以接触应力 s 为响应值,使用方差分析法对试验数据进行分析。经过分析,设计变量 r_1 、 r_2 、 r_3 、 r_4 的 P_{value} 均小于0.000 1,各因素对球环与滚道之间的接触应力有显著影响。根据均方根值大小,各因素对接触应力影响排序为 $r_3 > r_4 > r_1 > r_2$ 。响应面模型的判定系数 R^2 为99.09%,校正判定系数 R^2_{adj} 为98.44%,两者均接近1,且差值较小;预测判定系数 R^2_{pred} 为96.43%,说明该响应面模型精度较高,符合预期的效果。最终确定球环与滚道间接接触应力 s 的响应面模型为

$$s = 5416.55 - 1115.01r_1 - 8.24r_2 + 128.27r_3 - 100.31r_4 + 16.92r_1r_2 + 16.55r_1r_3 + 45.52r_1r_4 - 6.82r_2r_3 - 2.32r_2r_4 - 16.34r_3r_4 \quad (3)$$

基于球环与滚道间接接触应力 s 的响应面模型,可得AAR型三球销式等速万向节结构优化设计的数学模型为

$$\begin{aligned} & \min s(r_1, r_2, r_3, r_4) \\ & \text{s.t.} \begin{cases} 9 \text{ mm} \leq r_1 \leq 11 \text{ mm} \\ 2.6 \text{ mm} \leq r_2 \leq 15.4 \text{ mm} \\ 19.44 \text{ mm} \leq r_3 \leq 23.76 \text{ mm} \\ 9.72 \text{ mm} \leq r_4 \leq 11.88 \text{ mm} \end{cases} \end{aligned} \quad (4)$$

经过优化得到最佳参数组合,此时球环与滚道间接接触应力最小值 $s_{\min} = 324.11 \text{ MPa}$ 。最佳参数下有限元与响应面结果见表6,分析数据可知,响应面优化模型与有限元模型所计算的接触应力之间的相对误差为9.14%,证明了响应面模型的准确性。

表 6 最佳参数下有限元与响应面结果

Tab.6 Results of finite element model and response surface methodology under optimal parameters

$r_{1,opt}/$	$r_{2,opt}/$	$r_{3,opt}/$	$r_{4,opt}/$	s/MPa		误差/%
mm	mm	mm	mm	有限元	响应面	
10.8	13	19.5	10	356.7	324.11	9.14

3.3 优化结果

优化前后球环与滚道间最大 Von Mises 等效应力见表 7。分析数据可知,与优化前有限元分析结果相比,响应面优化后球环与滚道间的最大等效应力降低 31.8%,说明经过优化后 AAR 型三球销式等速万向节球环与滚道间的接触应力大幅降低。

表 7 优化前后球环与滚道间最大 Von Mises 等效应力

Tab.7 Maximum Von Mises equivalent stress between roller and track before and after optimization

优化前应力/MPa	优化后应力/MPa	优化效果/%
475.2	324.11	31.8

采用最佳参数建立优化后的 AAR 型三球销式等速万向节的多体动力学模型,并计算模型产生的轴向力^[20]。图 12 为优化前后轴向力对比,展示了优

化前后等速万向节在不同工作角度和负载扭矩下产生的三阶轴向派生力和高频滑移阻力。优化后的 AAR 型三球销式等速万向节产生的三阶轴向派生力降低 5%~8%。高频滑移阻力的幅值减小 5%~6%,证明该优化方法可有效降低 AAR 型三球销式等速万向节产生的轴向力。

4 结 论

1) 工作角度、驱动转速对 AAR 型三球销式等速万向节产生的轴向力影响不大,但负载扭矩的影响较大,轴向力随着负载转矩的增大而增大。本研究建立的 AAR 型三球销式等速万向节轴向力多体动力学计算模型精度较高,可用于对轴向力的分析和优化。

2) 本研究建立的 AAR 型三球销式等速万向节球环与滚道间接触应力响应面模型准确性较高。基于该响应面模型,得到 AAR 型三球销式等速万向节的最佳结构参数组合,优化后球环与滚道间接触应力降低了 31.8%。

3) 将优化前后的 AAR 型三球销式等速万向节进行多体动力学分析,万向节产生的轴向派生力降低了 5%~8%,高频滑移阻力降低了 5%~6%,说明本研究所提优化方法可有效降低 AAR 型三球销式等速万向节产生的轴向力。

参 考 文 献

[1] 邱胤原,甄冉,李瑞龙,等. 双球环三球销式等速万向节的动力学特性研究[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2020, 48(11): 80-86.

QIU Yinyuan, ZHEN Ran, LI Ruilong, et al. Research on dynamic characteristics of a double roller tripod joint[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2020, 48(11): 80-86.(in Chinese)

[2] 黄修鹏,郑光泽,李晓峰,等. 电驱系统瞬态 NVH 特性分析与实验研究[J]. 振动、测试与诊断, 2024, 44(3): 551-559.

HUANG Xiupeng, ZHENG Guangze, LI Xiaofeng, et al. Analysis and experimental study of transient NVH characteristics of electric drive assembly[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2024, 44(3): 551-559.(in Chinese)

[3] 穆含沙,李国豪,何立钢. 轴向力对等速驱动轴振动特性影响的分析[J]. 武汉理工大学学报, 2019, 41(10): 88-93.

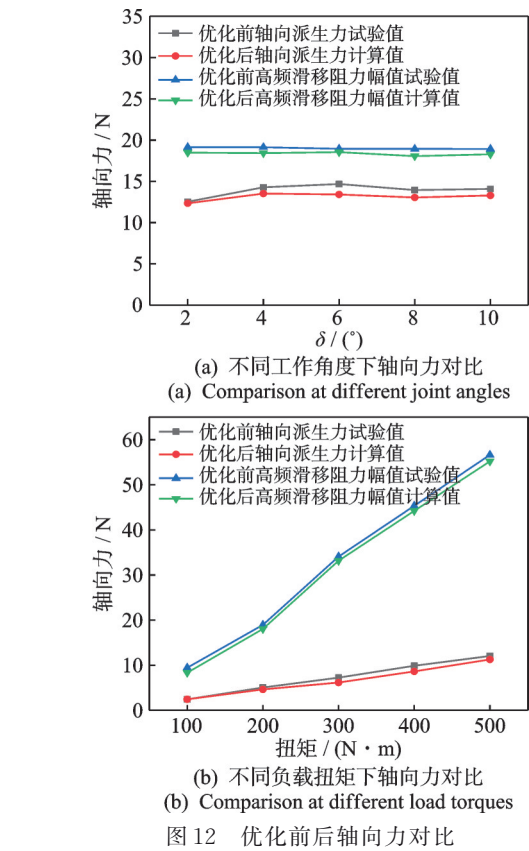


Fig.12 Comparison of axial force of optimized AAR tripod joint and the existing one

- MU Hansha, LI Guohao, HE Ligang. Analysis of the influence of axial force on vibration characteristics of constant velocity drive-shaft[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2019, 41(10): 88-93. (in Chinese)
- [4] MARIOT J P, K'NEVEZ J Y, BARBEDETTE B. Tripod and ball joint automotive transmission kinetostatic model including friction[J]. Multibody System Dynamics, 2004, 11(2): 127-145.
- [5] LEE C H, POLYCARPOU A A. A phenomenological friction model of tripod constant velocity (CV) joints [J]. Tribology International, 2010, 43(4): 844-858.
- [6] LEE C H. Development of a semi-empirical friction model in automotive driveshaft joints[J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(3): 317-322.
- [7] CAI Q C, LEE K H, SONG W L, et al. Simplified dynamics model for axial force in tripod constant velocity joint[J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(5): 751-757.
- [8] JO G H, KIM S H, KIM D W, et al. Estimation of generated axial force considering rolling - sliding friction in tripod-type constant velocity joint[J]. Tribology Transactions, 2018, 61(5): 889-900.
- [9] SUGIURA H, MATSUNAGA T, MIZUTANI Y, et al. Thrust force analysis of tripod constant velocity joint using multibody model[J]. R&D Review of Toyota CRDL, 2011, 42(2): 55-64.
- [10] LIM Y H, SONG M E, LEE W H, et al. Multibody dynamics analysis of the driveshaft coupling of the ball and tripod types of constant velocity joints[J]. Multibody System Dynamics, 2009, 22(2): 145-162.
- [11] WI J H, LEE K H, LEE C H. Reduction of generated axial force by constant velocity joint using contact optimization of tripod joint[J]. International Journal of Automotive Technology, 2020, 21(4): 855-864.
- [12] FENG H Y, RAKHEJA S, SHANGGUAN W B. Analytical and experimental analysis of axial force generated by a drive shaft system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Journal of Multibody Dynamics, 2020, 234(4): 146441932094339.
- [13] FENG H Y, SHANGGUAN W B, RAKHEJA S. Hybrid uncertainties-based analysis and optimization methods for axial friction force of drive-shaft systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 511: 116320.
- [14] FENG H Y, RAKHEJA S, SHANGGUAN W B. Analysis and optimization for generated axial force of a drive-shaft system with interval uncertainty[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2021, 63(1): 197-210.
- [15] 冯华渊, 上官文斌, 康英姿. 考虑粗糙表面特性的驱动轴系统轴向派生力的区间不确定性优化[J]. 机械工程学报, 2022, 58(1): 221-230.
- FENG Huayuan, SHANG GUAN Wenbin, KANG Yingzi. Interval optimization for generated axial force of drive shaft systems considering rough surface characteristics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(1): 221-230. (in Chinese)
- [16] 冯华渊, 上官文斌, RAKHEJA S, 等. 驱动轴系统轴向派生力的测试与计算分析方法[J]. 振动工程学报, 2021, 34(2): 253-261.
- FENG Huayuan, SHANGGUAN Weibin, RAKHEJA S, et al. Measurement and calculation methods of axial generated force for automotive drive shaft systems [J]. Journal of Vibration Engineering, 2021, 34(2): 253-261. (in Chinese).
- [17] 郑娇娇, 郭常宁, 雍耀伟, 等. 三球销式等速万向节受力及仿真分析[J]. 机械强度, 2015, 37(1): 114-121.
- ZHENG Jiaojiao, GUO Changning, YONG Yaowei, et al. The force and simulation analysis of tripod constant velocity universal joint[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(1): 114-121. (in Chinese)
- [18] 刘超, 方宗德. 复杂机械装配体的响应面优化设计方法[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(9): 28-36.
- LIU Chao, FANG Zongde. Response surface method for complex mechanical assembly[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(9): 28-36. (in Chinese)
- [19] 黄旭东, 王涛, 胡少武, 等. 基于正交试验和响应面法的激光抛光参数优化[J]. 激光与光电子学进展, 2022, 59(11): 306-315.
- HUANG Xudong, WANG Tao, HU Shaowu, et al. Parameter optimization of laser polishing based on orthogonal experiment and response surface method[J]. Laser & Optoelectronics Progress, 2022, 59(11): 306-315. (in Chinese)
- [20] SERVETO S, MARIOT J P, DIABY M. Modelling and measuring the axial force generated by tripod joint of automotive drive-shaft[J]. Multibody System Dynamics, 2008, 19(3): 209-226.



第一作者简介:王禹,男,1998年6月生,硕士生。主要研究方向为汽车振动分析与控制。曾发表《Analysis and optimization for generated axial force of adjustable angular roller tripod joint》(WCX SAE World Congress Experience, Detroit, United States, 2024-04-09)等论文。

通信作者简介:万里翔,男,1965年2月生,博士,副教授。主要研究方向为汽车现代设计理论与方法。
Email: wanlx@home.swjtu.edu.cn