

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.12.017

考虑载荷不确定性的转向节结构优化研究*

刘莹^{1,2}, 晏洋³, 陈天赋³, 庞秋⁴

(1. 武汉理工大学 现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 湖北 武汉 430070;
2. 汽车零部件技术湖北协同创新中心, 湖北 武汉 430070; 3. 湖北三环锻造有限公司
湖北 襄阳 441700; 4. 武汉东湖学院 机电工程学院, 湖北 武汉 430212)

摘要:针对铝合金转向节几何形状复杂、承受随机载荷、工况恶劣、安全性要求苛刻而导致的轻量化设计难度大等问题,对转向节的结构优化与设计方法进行了研究。建立了双叉臂悬架的多体动力学模型,对转向节典型工况下的载荷进行了提取;开展了转向节的有限元模拟分析,采用拓扑优化的方法对转向节进行了减重设计;基于拓扑优化结果,利用区间不确定性稳健优化方法对转向节进行了二次优化,在考虑转向节随机载荷的基础上提高了优化结果的稳健性;设计了双层嵌套优化模型并进行了迭代计算;采用无重复饱和析因设计方法以提高二次优化过程的效率,减少了试验次数。研究结果表明:在降低最大应力值的基础上实现了铝合金转向节的轻量化,重量减轻比达 7%,且在耐久性试验条件下转向节性能符合技术要求。

关键词:轻量化设计;铝合金转向节;拓扑优化;区间不确定性;结构优化

中图分类号:TH122;U463.46

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)12-1504-06

Structural optimization of knuckle under load uncertainty considerations

LIU Ying^{1,2}, YAN Yang³, CHEN Tian-fu³, PANG Qiu⁴

(1. Hubei Key Laboratory of Advanced Technology for Automotive Components, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China; 2. Hubei Collaborative Innovation Center for Automotive Components Technology, Wuhan 430070, China; 3. Hubei Tri-ring Forging Co. Ltd., Xiangyang 441700, China; 4. School of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan Donghu University, Wuhan 430212, China)

Abstract: Aiming at the problems of light weight design difficulty caused by complex geometric shape of automotive aluminum alloy knuckles, bearing random loads, harsh working conditions, and strict safety requirements, the structure optimization and design methods of the knuckle were investigated. The multi-body dynamic model of the double-wishbone suspension was established to get the load of the steering knuckle under typical working conditions. On account of the finite element simulation analysis of steering knuckle, the method of topology optimization to weight reduction design of steering knuckle was adopted. Based on the topological optimization results, the method of interval uncertainty robust optimization was used to perform the quadratic optimization of the steering knuckle, and the robustness of the optimization results was improved by considering the random load of the steering knuckle. A double-layer nesting optimization model was designed for iterative calculation. On the other hand, the method of non-repetition saturation factorial design was used to improve the efficiency of the quadratic optimization process and reduce the number of tests. The results indicate that the aluminum alloy steering knuckle can be lightweight and the weight reduction ratio can reach 7% on the basis of reducing the maximum stress value, and the performance of the steering knuckle can meet the technical requirements under the durability test.

Key words: lightweight design; aluminum alloy knuckle; topology optimization; interval uncertainty; structural optimization

收稿日期:2020-04-10

基金项目:教育部创新团队发展计划项目(IRT_17R83);湖北省技术创新专项重大项目(2019AAA007);高等学校学科创新引智计划项目(B17034)

作者简介:刘莹(1996-),女,山东潍坊人,硕士研究生,主要从事汽车轻量化方面的研究。E-mail:qinchengchiche@163.com

通信联系人:庞秋,女,副教授,硕士生导师。E-mail:pqiuhit@126.com

0 前言

转向节是转向系统的执行构件,在工作过程中承受多种载荷,若设计不当会出现断轴等危险,因此对其安全性要求高^[1]。

为了得到转向节的静力分析结果,笔者需要建立双叉臂悬架的多体动力学模型,并选取 3 种典型工况进行轮胎接地力计算,以得到转向节关键点载荷;然后通过有限元分析方法进行强度分析,最后利用拓扑优化进行减重设计。

针对多变量优化中设计变量的选取问题,目前常用的方法有因子筛选法^[2]、基于方差的灵敏度分析法^[3]、相关系数法^[4]、矩独立法^[5]等方法。为减少实验次数,提高筛选效率,可在无重复正交饱和试验设计的基础上,利用零效应搜索法进行因子筛选。

在优化设计中,某些不确定性因素不可避免地存在,如材料属性^[6]、尺寸公差^[7]、边界条件^[8]等。对转向节而言,由于其工作条件的复杂性,在优化设计中应

考虑载荷不确定性对转向节最大应力的影响。而转向节所受载荷概率分布并不能提前预知,因此需要利用区间不确定性分析优化方法进行转向节的优化。

笔者在建立悬架多体动力学模型的基础上得到转向节关键点的载荷,以此作为边界条件对转向节进行有限元分析,并在结构优化过程中考虑区间不确定性,在保证结构性能的基础上实现转向节的轻量化设计。

1 转向节有限元模型建立

1.1 典型工况载荷获取

笔者在 CATIA 中对双叉臂悬架模型进行测量,得到悬架运动学参数(硬点坐标等)、动力学参数(质心、转动惯量)等参数,在 Adams/car 中建立双叉臂悬架的多体动力学模型,同时根据整车相关参数,选取 0.4 g 转向、越过不平路面、0.6 g 紧急制动 3 种典型工况进行仿真,将计算得到的接地力作为输入,得到转向节硬点处的载荷如表 1 所示。

表 1 各工况载荷大小

连接位置	0.4 g 转向			越过不平路面			0.6 g 紧急制动		
	F_x/N	F_y/N	F_z/N	F_x/N	F_y/N	F_z/N	F_x/N	F_y/N	F_z/N
上叉臂外点	2 820.4	210.2	4 732.2	3 451.0	970.5	3 766.0	1 795.0	1 016.5	2 549.5
下叉臂外点	8 798.0	-183.5	8 485.7	12 180.0	-1 355.5	4 701.5	10 000.0	3 235.5	1 644.3
转向横拉杆	-29.1	0.0	-38.3	-1 587.0	-48.5	1 821.0	-1 425.0	-88.0	-2 090.0

1.2 网格划分

笔者将转向节进行简化,去除倒角以及小凸台等特征,从而提高网格划分质量,然后将其导入 ANSYS 中进行网格划分,采用单元类型为 solid92。转向节材料为 6 082 铝合金,泊松比取 0.33,弹性模量为 70 GPa,密度为 $2.7e-9 \text{ t/mm}^3$ 。

1.3 强度分析

笔者利用惯性释放法,在 ANSYS 中进行有限元模拟,得到的强度分析结果如图 1 所示。

通过图 1 的应力云图可知,应力较大区域主要集中在转向节长臂处,0.4 g 转向最大应力值为 181 MPa,越过不平路面最大应力值为 167.3 MPa,0.6 g 紧急制动的最大应力 108 MPa。

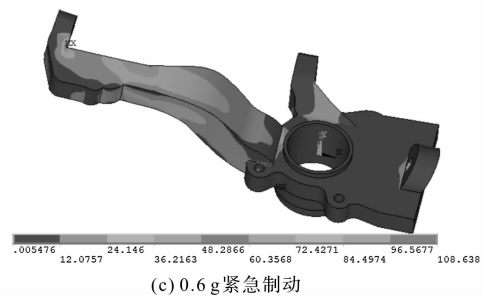
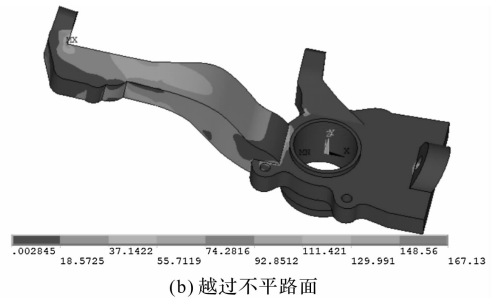
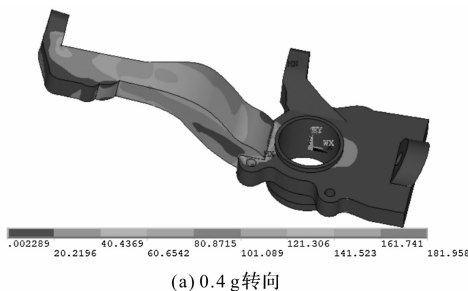


图 1 3 种工况下应力分布

2 拓扑优化

拓扑优化是在设计区域寻找最佳材料分布,以最少的材料获得最佳结构性能的优化方法^[9]。其数学

模型如下所示：

$$\begin{aligned} \min C(\rho) &= \sum_{i=1}^3 \omega_i C_i(\rho) \\ \text{s. t. } &\begin{cases} \frac{V(\rho) - V_0}{V_0} \leq 0.45 \\ \rho = (\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n)^T, 0 < \rho_j \leq 1 \end{cases} \end{aligned} \quad (1)$$

式中： $C(\rho)$ —以密度 ρ 为设计变量的柔度函数； ω_i —3 种工况下的权重； $C_i(\rho)$ —迭代次数为 i 时的柔度值； $(V(\rho) - V_0)$ —第 i 次迭代的体积 $V(\rho)$ 与初始体积 V_0 之差。

取 0.4 g 转向、越过不平路面、0.6 g 紧急制动 3 种工况下的权重大小为 0.4, 0.3, 0.3, 在 ANSYS 中进行拓扑优化计算, 经过迭代得到的优化结果如图 2 所示。

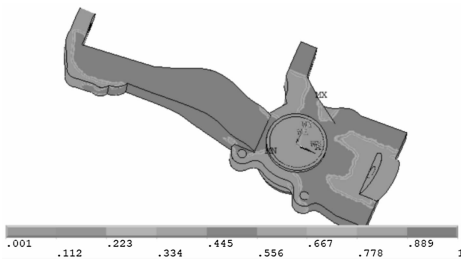


图 2 拓扑优化结果

由图 2 可知, 主要优化区域位于转向节下半部分。

考虑转向节与其他部件的配合问题, 各圆柱孔处应保留原有结构, 考虑强度及可制造性因素, 转向拉杆处材料保留, 最终得到的优化结果如图 3 所示。

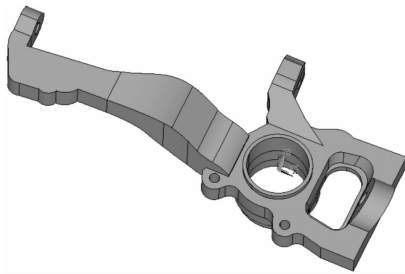


图 3 转向节改进后结构

笔者对拓扑优化后结果进行强度分析, 优化前后的对比结果如表 2 所示。

表 2 优化前、后各工况下应力大小

对比	0.4 g 转向 /MPa	越过不平路面 /MPa	紧急制动 /MPa	体积/mm ³
优化前	181	167	108	2 506 565
优化后	185	167	108	2 332 318

由表 2 可知, 由于部分结构的去除导致应力值有所上升, 为此笔者选取应力值最大的 0.4 g 转向工况

对转向节进行形状优化。

3 基于零效应搜索法的因子筛选

3.1 设计变量的选取

转向节 0.4 g 转向的强度分析结果如图 4 所示。

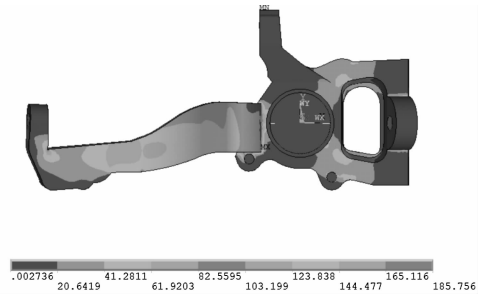


图 4 拓扑优化后 0.4 g 转向应力分析

由图 4 的应力云图可知, 应力主要集中在转向节长臂处, 且文献[10]也指出, 转向节疲劳破坏常发生在长臂处。

为此, 笔者选取长臂处的 11 个参数为设计变量, 其示意图如图 5 所示。

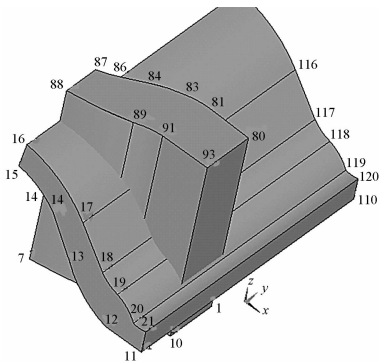


图 5 转向节控制参数

取各点之间的半径为控制参数, 其命名规则, 即两点之间的半径, 设计变量及初值、上下限如表 3 所示。

表 3 控制参数及其变化范围

变量	初始值/mm	上限/mm	下限/mm
R_8183	93.00	102.30	83.70
R_8384	135.20	148.72	121.68
R_8687	120.60	132.66	108.54
R_8889	363.30	399.63	326.97
R_8991	96.30	105.93	86.67
R_1213	104.36	114.80	93.92
R_1314	93.70	103.07	84.33
R_1415	135.00	148.50	121.50
R_1617	48.40	53.24	43.56
R_1819	51.80	56.98	46.62
R_1920	29.74	32.71	26.76

重复正交饱和析因设计主要是研究 N 个因子的 $N + 1$ 次实验的多水平分式析因设计。由于没有多余的试验次数进行误差平方和检验,基于显著因子只占少部分的假设,而提出一系列显著性检验的方法:半正态概率图法^[11]、MaxU_r法^[12]、零效应搜索法^[13]等,作为拒活错误小的分析方法^[14]。此处笔者选取零效应搜索法进行因子筛选。

3.2 因子筛选

其基本步骤如下:

(1) 首先由各因子水平 x_{ij} 及观测值 y_1, y_2, \dots, y_n , 得到各因子的次序统计量 SS_j 为:

$$SS_j = \left(\sum_{i=1}^n x_{ij} y_i \right)^2 / n, (1 \leq j \leq m) \quad (2)$$

将 SS_j 从小到大排列得到次序统计量,设 m 个因子中零因子的个数为 $s, 3 \leq s \leq m$, 记作:

$$\xi_r = SS_{r,m}, r = 1, 2, \dots, s \quad (3)$$

(2) 当 $3 \leq s \leq m$ 时,依次计算:

$$K_r = \left(r - \frac{s}{2} \right)^2 (\xi_{r+1} - \xi_r)^2, r = 1, 2, \dots, s - 1 \quad (4)$$

$$G_s = \frac{1}{s-1} \sum_{i=1}^{s-1} K_i \quad (5)$$

$$M_s = \left(\frac{\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_s}{s} \right)^2 \quad (6)$$

由式(4 ~ 6) 可得到检验统计量 W_s 为:

$$W_s = \frac{G_s}{M_s} \quad (7)$$

(3) 按照 SS_j 由大到小的顺序比较 $W_s \sim W_{s,\alpha}$ 的值,找出满足 $W_s > W_{s,\alpha}$ 的最小 s_{\min} , 则零效应因子的个数为 $\lambda = s_{\min} - 1$, 显著因子个数为 $m - \lambda$ 。

为此,首先根据 $L_{12}(2^{11})$ 正交饱和试验设计,对 11 个参数进行 12 次仿真试验后进行数据处理,根据上述步骤,得到零效应搜索法的相关参数值,如表 4 所示。

表 4 零效应搜索法相关参数值

控制参数	ss_j	W_s	$W_{s,0.05}$
R_8183	1.486 8		
R_8687	265.531 4		
R_1920	372.031 5	0.223 305	0.901 8
R_8991	490.598 8	0.350 139	2.799 0
R_1415	597.445 6	0.395 815	4.705 2
R_1314	658.186 0	0.763 711	6.316 3
R_8384	708.157 5	0.705 551	8.110 4
R_8889	889.998 5	0.953 688	10.253 5
R_1617	1 273.574 0	18.983 01	13.727 3
R_1819	1 6461.760 0	1 485.027	21.202 0
R_1213	28 710.950 0	150.494 7	43.429 5

由表 4 可知:显著因子为 $R_{1617}, R_{1819}, R_{1213}$, 故笔者选取以上述 3 个因子作为设计变量,以降低应力值。

4 区间不确定性稳健设计

4.1 设计变量的选取

在工作过程中,转向节所受载荷复杂多变,且其变化的概率密度函数不能提前获得,为降低载荷变化对最大应力值得影响,寻求最佳的转向节长臂设计变量,笔者利用区间不确定性稳健设计进行优化。其优化模型为:

$$\begin{cases} \min \{f(X, R)\} \\ \text{s. t. } V \leq V_0' \\ R \in R' = [R^L, R^R] \\ X \in \Omega^n \end{cases} \quad (8)$$

式中: X —设计变量; R —不确定因素; V —体积约束; V_0' —拓扑优化后的体积; R' —不确定因素的上下限; R^R —不确定因素的上限; R^L —不确定因素的下限; Ω^n —设计变量的 N 维空间。

在此处,不确定因素即 0.4 g 转向时的载荷大小,取载荷值较大的 3 个载荷为不确定因素,记为 F_1, F_2, F_3 , 以表 1 所示设计变量数值大小为初值,取其变化范围为 $\pm 10\%$, 则其初值大小为: $F_1 = 4 732.2, F_2 = 8 798, F_3 = 8 485.7$ 。

由于不确定因素的存在,使得每组设计变量都对应一组目标函数值,为比较一个区间函数值是否优于另一个区间函数值,笔者采用区间序转换模型,常用区间的中点 R^c 及区间半径 R^w 表示每个区间,其定义为:

$$\begin{aligned} R^c &= \frac{1}{2}(R^L + R^R) \\ R^w &= \frac{1}{2}(R^R - R^L) \end{aligned} \quad (9)$$

采用对区间中点及宽度偏好的区间序关系,比较不同区间数的优劣关系,即:

$$\min(R^c(X), R^w(X)) \quad (10)$$

此时,不确定优化问题转换为确定性优化。笔者采用两层嵌套的优化流程完成上述转换,即内层优化用于求得每组设计变量所对应的由于不确定因素导致的区间值,外层优化对设计变量进行优化。

4.2 优化设计

为了提高优化效率,笔者在 Isight 中建立双层嵌

套优化模型,采用拉丁超立方采样得到 32 组数据,然后建立克里金插值模型^[15]进行优化。

优化算法选择方面:对外层优化而言,由内层优化得到的优化区间往往是非连续、不可导的,且外层优化应对全局范围内的设计变量有较好的探索性能,故笔者选择 NSGA - II 优化算法;对内层优化而言,考虑其全局求解能力及计算效率的要求,多岛遗传算法能满足上述要求。

在 Isight 中迭代 240 次,在众多可行解中选取迭代次数为 180 次时为最优解,最终得到设计变量的值为 $R_{1213} = 114.1 \text{ mm}$, $R_{1617} = 47.4 \text{ mm}$, $R_{1819} = 55.3 \text{ mm}$ 。

4.3 优化结果验证

将上述结果进行有限元分析后,可得到优化前后对比结果如表 5 所示。

表 5 形状优化前后对比结果

对比	0.4 g 转向 /MPa	越过不平 路面/MPa	紧急制动 /MPa	体积/mm ³
优化前	185	167	108	2 332 318
优化后	171	163	106	2 329 429

表 6 疲劳耐久性试验结果

标准要求	检测结果	符合性判定
垂直疲劳试验:将转向节样品固定在试验台架上进行垂直疲劳耐久试验,试验载荷(11.025 ~ 110.25)kN,试验频率 4 Hz,试验次数 135 万次,要求试验后转向节、转向节臂均不得出现断裂等损坏现象	样品完成 135 万次垂直疲劳试验后,转向节、转向节臂均未出现断裂等损坏现象	符合
侧向疲劳试验:将转向节样品固定在试验台架上进行侧向疲劳耐久试验,试验载荷 $\pm 21.4 \text{ kN}$,试验频率 3 Hz,试验次数 135 万次,要求试验后转向节、转向节臂均不得出现断裂等损坏现象	样品完成 135 万次垂直疲劳试验后,转向节、转向节臂均未出现断裂等损坏现象	符合
侧向疲劳试验:将转向节样品固定在试验台架上进行侧向疲劳耐久试验,试验载荷 $\pm 40.83 \text{ kN}$,试验频率 3 Hz,试验次数 28 万次,要求试验后转向节、转向节臂均不得出现断裂等损坏现象	样品完成 38 万次垂直疲劳试验后,转向节、转向节臂均未出现断裂等损坏现象	符合

由表 6 可知,结构优化后的转向节符合以上性能要求。

5 结束语

针对转向节轻量化设计难度大的问题,笔者以加权柔度为优化目标,同时考虑转向节 3 种典型工况,得到了较为清晰的材料分布路径;参考拓扑优化的结果,并通过对应力集中区域进行了稳健性形状优化设计,结果表明:

由表 5 可知,通过拓扑优化可实现减重 6.9%,通过形状优化进一步减重,总减重比达 7%;另一方面,虽然拓扑优化使得 0.4 g 转向工况下的最大应力值上升,但通过形状优化,使得 0.4 g 转向下的最大应力值减小为 171 MPa。

为验证优化结果的准确性,笔者对优化后的转向节进行工程化处理,增加倒角、拔模斜度、小孔、凸台等特征,将优化后铝合金转向节进行试制,所用工艺为精密热锻造,得到的转向节实物如图 6 所示。

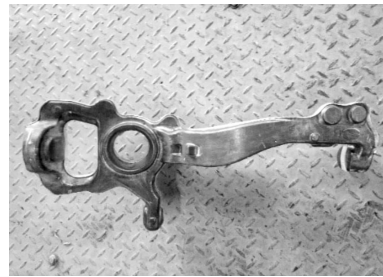


图 6 优化后转向节实物图

笔者将转向节样品交由某机构进行疲劳耐久性检验,要求试验后转向节、转向节臂均不得出现断裂等损坏现象。

试验结果如表 6 所示。

(1)最终得到的铝合金转向节减重达 7%,同时降低了转向工况的最大应力值;与拓扑优化结果相比,应力值由 185 MPa 降为 171 MPa;

(2)通过无重复正交饱和试验的方法以减少试验次数,同时通过零效应搜索法实现显著性检验,从 11 个参数中得到 3 个显著因子作为设计变量以减少优化工作量,提高了优化效率;

(3)考虑到转向节工作过程中载荷的不确定性,笔者对 0.4 g 转向工况进行区间不确定性分析,提高

了优化结果的安全性与可用性。

参考文献 (References):

- [1] SONG C Y, LEE. Reliability-based design optimization of knuckle component using conservative method of moving least squares meta-models [J]. **Probabilistic Engineering Mechanics**, 2011, 26(2): 364-379.
- [2] 董 朵. 基于析因设计的汽车车身的多变量抗撞性优化 [D]. 长沙:湖南大学机械与运载工程学院, 2012.
- [3] 崔争争, 杨晓翔. 60 MN 力标准机承压板结构多目标拓扑优化研究 [J]. 机电工程, 2016, 33(9): 1076-1079, 1093.
- [4] 谢文华. Spearman 相关系数的变量筛选方法 [D]. 北京:北京工业大学应用数理学院, 2015.
- [5] 王文选, 高行山, 周长聪. 基于点估计的矩独立重要性测度分析方法 [J]. 机械工程学报, 2017, 53(8): 16-24.
- [6] CHENG J, LIU Z, TANG M, et al. Robust optimization of uncertain structures based on normalized violation degree of interval constraint [J]. **Computers & Structures**, 2017 (182): 41-54.
- [7] 郝耀东, 何智成, 李光耀, 等. 考虑公差的扭转动力吸振器不确定性优化设计 [J]. 中国机械工程, 2018, 29(14): 1645-1652, 1660.
- [8] 屠燕婷. 基于区间不确定性的乘用车缓冲吸能结构优化设计 [D]. 长沙:湖南大学机械与运载学院, 2014.
- [9] 谢 晖, 金意航, 王杭燕, 等. 基于拓扑优化的高强钢冲压凸模设计方法 [J]. 锻压技术, 2018, 43(6): 97-102.
- [10] VIJAYARANGAN S, RAJAMANICKAM N, SIVANANTH V. Evaluation of metal matrix composite to replace spheroidal graphite iron for a critical component, steering knuckle [J]. **Materials & Design**, 2013(43): 532-541.
- [11] HOU S, LIU T, DONG D, et al. Factor screening and multivariable crashworthiness optimization for vehicle side impact by factorial design [J]. **Structural and Multidisciplinary Optimization**, 2014, 49(1): 147-167.
- [12] CHEN Y, CHAN C K, Leung B P K. An analysis of three-level orthogonal saturated designs [J]. **Computational Statistics & Data Analysis**, 2010, 54(8): 1952-1961.
- [13] 张晓琴. 交饱和和效应模型的统计分析 [D]. 上海:华东师范大学统计系, 2007.
- [14] 乔志勇. 正交饱和设计中检验功效的比较研究 [D]. 太原:山西大学数学科学学院, 2009.
- [15] 孙震震, 李玉光, 王淑芬, 等. 基于齿轮参数优化的减速器传动效率提高方法研究 [J]. 机电工程, 2020, 37(1): 26-31.

[编辑:冯黎雅]

本文引用格式:

刘 莹, 晏 洋, 陈天赋, 等. 考虑载荷不确定性的转向节结构优化研究 [J]. 机电工程, 2020, 37(12): 1504 - 1509.

LIU Ying, YAN Yang, CHEN Tian-fu, et al. Structural optimization of knuckle under load uncertainty considerations [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2020, 37(12): 1504 - 1509.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>