

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.06.014

电动客车传动轴中间支承刚度优化设计及仿真^{*}

王源绍^{1,2}, 严 斯¹, 张继元¹, 乔克婷¹

(1. 南京工业大学浦江学院 汽车工程学院, 江苏 南京 211200;

2. 南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816)

摘要:针对电动轻型客车传动轴振动过大的问题,为了提高整车的噪声、振动与声振粗糙度(NVH)水平,对其传动轴中间支撑进行了多目标优化设计,对支承的刚度值进行了仿真分析。首先,介绍了频率比计算设计的过程和优化理论,对某传动轴支承的悬挂质量、固有频率、频率比进行了计算分析;然后,基于多目标遗传算法(NSGA-II),以振动传递率、一阶模态变化率、橡胶阻尼比、频率比为约束条件构造了目标函数,运用多目标优化理论对中间支承的刚度进行了重新匹配设计及优化计算,获得了目标刚度值;最后,对优化前后的中间支承刚度值进行了仿真分析,并开展了NVH实车试验验证。研究表明:在80 km/h时速下,改进后支架上的振动加速度下降了约19%;优化后的中间支承目标刚度值具有较好的减振效果,减少了传动轴对整车振动带来的负面影响,从而证明了该优化方法的有效性。

关键词:传动轴振动;支承刚度;噪声、振动与声振粗糙度试验;多目标优化算法;刚度匹配;振动传递率

中图分类号:TH132;U463.21

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2022)06-0813-07

Optimization design and simulation of intermediate support stiffness of electric bus drive shaft

WANG Yuan-shao^{1,2}, YAN Si¹, ZHANG Ji-yuan¹, QIAO Ke-ting¹

(1. Automotive Engineering College, Nanjing Tech University Pujiang Institute, Nanjing 211200, China;

2. School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China)

Abstract: In order to improve the noise, vibration and harshness (NVH) level of the whole vehicle, a multi-objective optimization design was carried out for the intermediate support of the drive shaft, and the stiffness value of the support was calculated, simulated and analyzed. Firstly, the process and optimization theory of frequency ratio calculation and design were introduced, and the suspension mass, natural frequency and frequency ratio of a certain transmission shaft were calculated and analyzed. Then, based on multi-objective genetic algorithm (NSGA II), the objective function was constructed, which used the vibration transmissibility, first order modal change rate, rubber damping ratio and frequency ratio as the objective function's constraints. The multi-objective optimization theory was used to re-match and optimize the stiffness of the intermediate support, and the optimal stiffness value was obtained. Finally, the original intermediate support and the new intermediate support with the optimized stiffness values were simulated. Both the intermediate supports were tested with the electric light bus by NVH test program. The vibration acceleration of the improved intermediate support was decreased by about 19% at 80 km/h speed. The optimized intermediate support with optimal stiffness value, can well reduce the vehicle vibration, and decrease the negative impact of the transmission shaft on the vehicle vibration, which proves the effectiveness of the optimization method.

Key words: drive shaft vibration; support stiffness; noise, vibration, harshness (NVH) test; multi-objective genetic algorithm; stiffness matching; vibration transmission rate

收稿日期:2021-11-29

基金项目:江苏省高等学校自然科学研究面上项目(19KJD580004)

作者简介:王源绍(1987-),男,山东临沂人,博士研究生,讲师,主要从事汽车NVH及车身优化设计方面的研究。E-mail:wangshuibai@126.com

1.1 前支承悬挂质量计算

根据力与力矩的平衡,可得到前支承悬挂质量计算公式为:

$$\begin{cases} G_1 \cdot L_1 = F'_1 \cdot L_2 \\ G_2(L_4 - L_3) = F'_1 \cdot (L_4 - L_2) \\ F_1 = F'_1 + F''_1 \end{cases} \quad (1)$$

式中: G_1 —前段传动轴重量,N; G_2 —中间传动轴重量,N; L_1 —前段传动轴质心距输入端距离,mm; L_2 —前支承距输入端距离,mm; L_3 —中间传动轴质心距输入端距离,mm; L_4 —后支承距输入端距离,mm; F_1 —前支承承受载荷,N; F'_1 — G_1 分配在前支承处载荷,N; F''_1 — G_2 分配在前支承处载荷,N。

由此可解得:

$$F_1 = \frac{G_1 \cdot L_1}{L_2} + \frac{G_2 \cdot (L_4 - L_3)}{L_4 - L_2} \quad (2)$$

得到前支承悬挂质量 m_1 为:

$$m_1 = \frac{G_1 \cdot L_1}{L_2 \cdot g} + \frac{G_2 \cdot (L_4 - L_3)}{(L_4 - L_2) \cdot g} \quad (3)$$

1.2 后支承悬挂质量计算

根据力与力矩平衡关系,可得到后支承悬挂质量计算公式为:

$$\begin{cases} G_2 \cdot (L_3 - L_2) = F'_2 \cdot (L_4 - L_2) \\ G_3 \cdot (L_6 - L_5) = F''_2 \cdot (L_6 - L_4) \\ F_2 = F'_2 + F''_2 \end{cases} \quad (4)$$

式中: G_3 —后段传动轴重量,N; L_5 —后段传动轴质心距输入端距离,mm; L_6 —输出端距输入端距离,mm; F_2 —后支承承受载荷,N; F'_2 — G_2 分配在后支承处载荷,N; F''_2 — G_3 分配在后支承处载荷,N。

由此可解得:

$$F_2 = \frac{G_2 \cdot (L_3 - L_2)}{L_4 - L_2} + \frac{G_3 \cdot (L_6 - L_5)}{L_6 - L_4} \quad (5)$$

可得到后支承悬挂质量 m_2 为:

$$m_2 = \frac{G_2 \cdot (L_3 - L_2)}{(L_4 - L_2) \cdot g} + \frac{G_3 \cdot (L_6 - L_5)}{(L_6 - L_4) \cdot g} \quad (6)$$

通过计算得到前后悬挂质量,可为下一步计算中间支承的固有频率提供计算基础。

2 中间支承固有频率及频率比

2.1 固有频率设计

当传动轴系统的激振频率与传动轴中间支承的固有频率重合时,便会产生共振,使中间支承橡胶很快失效,同时将振动传递到车架和车身,使乘坐舒适性变差^[13]。

对于传动轴系统而言,完全避免共振是不可能的,但是应保证在常用车速范围内,使其不出现共振现象,同时要确保较好的隔振效果。要实现上述目的,关键是合理设计中间支承橡胶减振块的径向刚度,使中间支承的固有频率所对应的临界转速尽可能低于传动轴系的常用转速范围,同时满足频率比的要求。

笔者首先计算中间支承的固有频率:

$$f_n = 0.159 \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (7)$$

式中: m —中间支承悬挂质量,kg; K —橡胶圈的径向刚度,N/mm。

传动轴转速的计算式为:

$$n = 60 \times \frac{i \times V}{3.6 \times 2\pi \times r} \quad (8)$$

式中: i —主减速比; V —汽车的行驶速度,km/h; r —轮胎滚动半径,m。

从而可以根据传动轴的转速,经过计算得到传动轴的激振频率 f 。

2.2 频率比设计

振动系统频率比是指激励频率与中间支承固有频率之比。振动传递率 T_A 为通过橡胶支承圈前后激振力幅值之比,可以衡量橡胶支承圈的减振效果,反映橡胶支承圈削弱振动激励的能力。

振动传递率计算公式为:

$$T_A = \frac{F_1}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \quad (9)$$

式中: F_0 —通过减振系统前的激振力幅值; F_1 —通过减振系统后的激振力幅值; ξ —橡胶阻尼比; λ —频率比。

振动系统的传递率 T_A 与频率比 λ 之间的关系如图2所示。

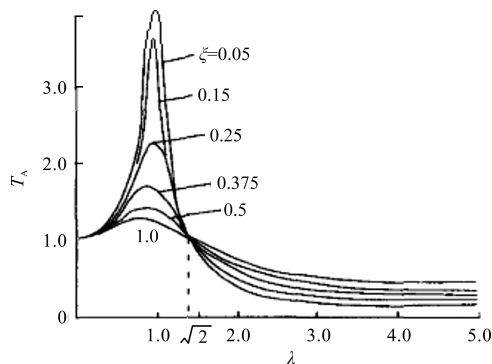


图2 振动系统传递特性曲线

由振动系统隔振理论可知,当激振频率与中间支承固有频率的比值大于1.4时,系统才起到隔振作用。为防止弹性元件刚度设计过低引起可靠性问题,

工程上该比值常取 2.5~5,取值不宜过大^[14]。隔振问题的关键在于合理匹配隔振系统的刚度与阻尼,使其在已知条件下达到理想的隔振效果。

3 多目标优化

多目标优化问题就是在可行域中确定由决策变量组成的矢量,使得一组相互冲突的目标函数值尽量同时达到极小。其数学模型描述如下:

$$\min F(x) = (F_1(x), F_2(x), \cdots, F_n(x))^T$$
$$g_i(x) < 0, i = 1, 2, \cdots, p$$
$$h_j(x) = 0, j = 1, 2, \cdots, q$$
$$X_L \leq X \leq X_U, \mathbf{x} = (x_1, x_2, \cdots, x_m)^T \quad (10)$$

式中: $F(x)$ —目标函数; $g(x)$ —不等式约束函数; $h(x)$ —等式约束函数; $\mathbf{x}$ —决策矢量。

针对多目标优化问题,一般分为两类:归一化和非归一化^[15]。NSGA-II (non-dominated sorting genetic algorithm II) 算法,即带有精英保留策略的快速非支配多目标优化算法,是一种基于 Pareto 最优解的较为成熟、高效的多目标优化算法。

NSGA-II 算法流程图如图 3 所示。

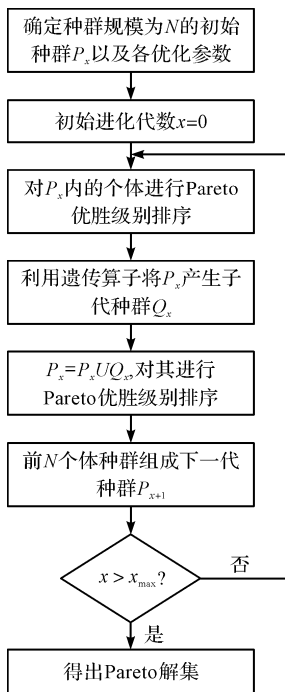


图3 NSGA-II 流程图

NSGA-II 算法采用快速非支配排序算法,其计算复杂度较低。它采用拥挤度和拥挤度比较算子,在快速排序后的同级比较中作为胜出标准,使准 Pareto 域中的个体能扩展到整个 Pareto 域,并均匀分布,保持了种群的多样性;通过引入精英策略,扩大采样空间,防止最佳个体的丢失,提高了算法的运算速度和鲁棒性。

结合此处的研究对象,笔者以振动传递率 T_A ,一阶模态变化率 δ 、橡胶阻尼比 ξ 、频率比 λ 为约束条件,构造了目标函数式,即:

$$\min(T_A) = (F_1(\delta), F_2(\xi), F_3(\lambda))^T$$
$$F_1(\delta) < 10\%$$
$$0 < F_2(\xi) < 0.5$$
$$F_3(\lambda) > 2.0 \quad (11)$$

4 工程实践

笔者以某电动轻型客车的传动轴中间支承为研究对象,对轻型客车传动轴中间支承的当前状态进行计算分析校核;并结合道路试验及主观评价,选定后传动轴中间支承为研究对象。

4.1 中间支承隔振率校核计算

笔者所分析的某车型传动轴系统基本参数如表 1 所示。

表 1 传动轴基本参数

	前传动轴	中间传动轴	后传动轴
轴质量/kg	7.7	6.8	6.5
轴质心到输入端距离/mm	400	1 100	1 875

传动轴中间支承基本参数如表 2 所示。

表 2 传动轴中间支承基本参数

前支承到输入端距离/mm	后支承到输入端距离/mm	轴承质量/kg	橡胶圈径向刚度/(N·mm ⁻¹)
606	1 136	0.5	80

传动轴系统总长为 2 379 mm,根据表 1 与表 2 中数据,利用前文提出的式(1~7),经计算得到了传动轴前后中间支承的悬挂质量与固有频率,如表 3 所示。

表 3 中间支承悬置质量与固有频率计算结果

前支承悬挂质量/kg	后支承悬挂质量/kg	前支承固有频率/Hz	后支承固有频率/Hz
6	9.5	18.3	14.6

根据该车型所装配的轮胎滚动半径为 361 mm,后桥主减速比为 4.4,在常用最低车速为 60 km/h 时,由式(8)计算得到该车型传动轴的激振频率和传动轴常用转速分别为 32.7 Hz 和 1 960.23 r/min。

根据前、后传动轴中间支承固有频率,计算得到前、后传动轴中间支承固有频率所对应的临界转速分别为 1 097.7 r/min 和 876.8 r/min,均小于传动轴的常用转速 1 960.2 r/min。因此,在常用转速内,可以避免共振的发生。

已知现有车型传动轴中间支承刚度均为 80 N/

mm,笔者据此计算前后传动轴中间支承频率比,分析其隔振效果。通过计算,其前传动轴中间支承的频率比为1.5,虽然起到隔振作用,但隔振效果不明显;后传动轴中间支承频率比为1.9,隔振效果要优于前中间支承,但是还没有达到工程上的要求。因此,需要对传动轴中间支承刚度进行重新匹配设计。

4.2 中间支承刚度优化设计

虽然传动轴后中间支承隔振效果优于前中间支承,但根据实车测试结果可以发现,后传动轴中间支承处的振动要明显大于前中间支承,说明传动轴后端部分的振动强度要大于前端部分。因此,笔者把后传动轴中间支承作为具体研究对象,开展传动轴中间支承刚度优化研究。

针对所研究的中间支承,在考虑降低振动传递率的同时,也要考虑其一阶模态数值,以避免一阶模态波动较大,造成整个传动系统结构的振动特性发生较大改变。

根据前文计所得结果和工程实践数据,笔者得到传动轴的激振频率为32.7 Hz。笔者将频率比大于2.0作为约束条件,定义阻尼范围为0~0.5,一阶模态变化范围为10%。根据以上约束条件,最终经优化计算得到匹配的橡胶减振块的刚度为65 N/mm。

4.3 仿真分析

笔者采用ADAMS/VIEW创建了某车的多体动力学模型,如图4所示。



图4 整车动态动力学模型

在整车状态下,笔者对传动系统进行振动仿真分析,以验证改进方案的有效性。其中,仿真工况分为匀速行驶工况与匀加速行驶工况,仿真路面选择B级路面^[16]。

在匀速工况中,汽车分别以50 km/h、60 km/h、70 km/h、80 km/h、90 km/h、100 km/h通过B级路面,在刚度改变前后两种条件下,笔者考察传动轴中间支承的橡胶减振块,及其支承支架上垂向加速度的变化

情况。

此处笔者以常用行驶车速80 km/h为例,分析中间支承支架上加速度的变化情况,仿真结果如图5所示。

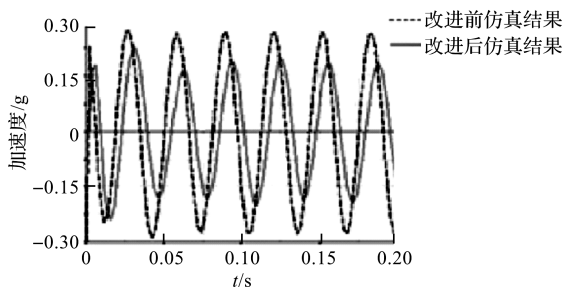


图5 80 km/h 工况仿真结果

从图5可以看出,较改进前状态相比,改进后支架上的振动加速度明显降低,约下降28%;

其他工况仿真结果如下:在50 km/h工况下,振动加速度降低13%;在60 km/h工况,振动加速度降低25%;在70 km/h工况,振动加速度降低26%;在90 km/h工况,振动加速度降低28%;在100 km/h工况,振动加速度降低27%。

在匀加速工况中,汽车从50 km/h开始加速到100 km/h的仿真结果如图6所示。

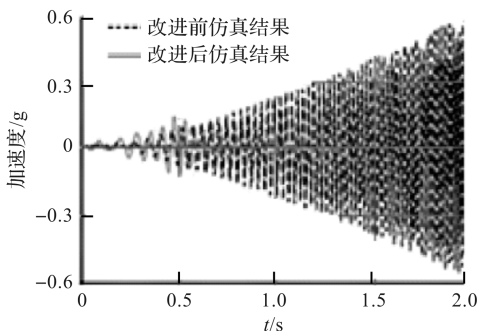


图6 匀加速工况仿真结果

图6表明结果,在匀加速工况下,改进后中间支承支架上加速度振动幅值下降约21%。

4.4 试验验证

此处笔者采用LMS振动噪声测试系统。该系统配套有Test. Lab应用软件、LMS数据采集器和三轴向加速度传感器。

笔者将加速度传感器布置在传动轴支架附近,采集不同车速工况下振动加速度数据,并对所研究车辆的传动轴支架的振动加速度进行测试。

测试位置如图7所示。

笔者在中间支承上安装一个三向加速度传感器,采用LMS Test. Lab测试系统采集中间支承振动加速度数据,数据采集时间设置为30 s,采集频率设置为



图 7 加速度传感器布置位置

100 Hz, 采集分辨率设置为 0.01;

在振动测试前, 勾选 Overall Level 选项与 Throughput date 选项; 对 LMS Test. Lab 采集的原始振动数据进行去毛刺、去漂移与滤波处理, 并将时域信号进行傅里叶变换转化成频域信号, 进行关键振动频域识别。

测试车辆的各总成、部件、附件装备齐全, 轮胎气压为规定值, 汽车的载荷为额定最大装载质量。

车辆在满载条件下, 笔者选择 B 级随机平直路面, 纵坡 $\leq 1\%$, 路面干燥, 不平度均匀无突变, 两端有 30 m ~ 50 m 的稳速段, 风速 ≤ 5 m/s; 选择 5 挡进行匀速和匀加速工况振动测试; 匀速工况的车速选择 50 km/h ~ 120 km/h, 每隔 10 km/h 进行一次测试; 匀加速工况的车速从 50 km/h 一直加速到 120 km/h, 加速时间约为 25 s。

笔者将采集到的加速度数据通过傅里叶变换进行频谱分析, 得到不同车速工况时, 不同频率时所测量位置的加速度信号, 从而可以更直观地观察到不同振动频率下的振动加速度^[17,18]。

此处以 80 km/h 的车速为例, 中间支承支架上的加速度频域特性对比结果如图 8 所示。

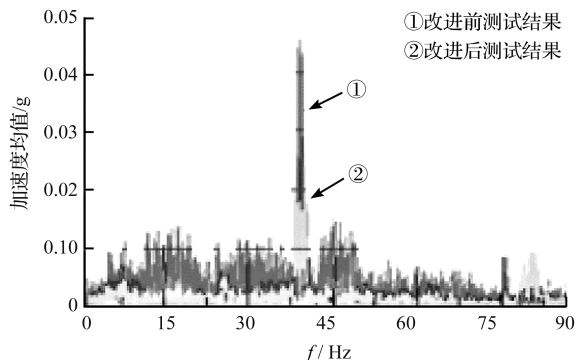


图 8 匀加速工况仿真结果

从图 8 中可以看出, 当车速为 80 km/h 时, 其所对应的传动轴激励频率为 40 Hz, 在整个频率段内, 改进后的测试结果都要优于改进前的测试结果。

其他车速测试对比结果如图 9 所示。

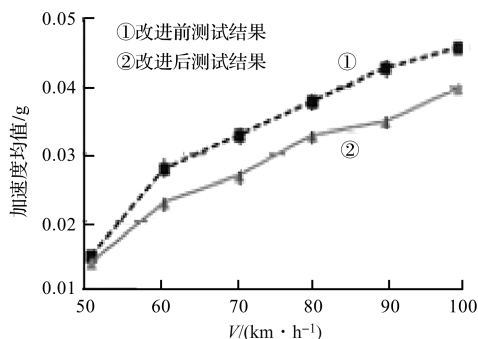


图 9 支承振动测试对比结果

图 9 表明: 较改进前状态相比, 改进后的中间支承刚度在多个工况下的振动加速度均有下降:

在 50 km/h 工况下, 支架振动加速度降低了 5%; 在 60 km/h 工况下, 振动加速度降低了 21%; 在 70 km/h 工况下, 振动加速度降低了 20%; 在 80 km/h 工况下, 振动加速度降低了 19%; 在 90 km/h 工况下, 振动加速度降低了 24%; 在 100 km/h 工况下, 振动加速度降低了 20%。

5 结束语

针对电动轻型客车传动轴振动过大的问题, 为了提高整车的 NVH 水平, 笔者对其传动轴中间支撑进行了优化设计。

首先, 笔者对某传动轴支承的悬挂质量、固有频率、频率比进行了计算分析; 然后, 基于多目标遗传算法 (NSGA-II) 构造了目标函数, 对中间支承的刚度进行了优化计算, 获得了目标刚度值; 最后, 对优化前后支承的刚度值进行了仿真分析, 开展了 NVH 实车试验验证。

研究表明:

(1) 采用多目标遗传算法, 以振动传递率 T_A 和一阶模态变化率构造优化目标函数, 以橡胶阻尼比 ξ 、频率比 λ 为约束条件进行优化分析, 得到的支承橡胶减振块刚度值满足减振要求;

(2) 针对优化结果开展了有限元仿真分析, 仿真结果显示, 改进后支架上的振动加速度明显降低, 约下降了 28%; 匀加速工况下, 改进后振动幅值下降了约 21%;

(3) 实车试验结果显示, 在 80 km/h 工况下, 改进后的中间支承刚度的振动加速度降低了 19%。

综上所述, 经过优化后, 支承的刚度值能较好地与电动客车的传动系统相匹配, 减少了振动传递, 提高了整车的 NVH 水平, 为商用电动汽车改装设计优化给出

了技术参考。

在后续的商用车电动化研究中,笔者将基于该方法,对发动机悬置、排气悬置等开展减振降噪的 NVH 优化工作。

参考文献(References):

- [1] XU J L, YAN T, PEN G B. Effects of the transmission shaft on the main reducer vibration based on ADAMS and experimental demonstration[J]. **Australian Journal of Mechanical Engineering**, 2015, (11): 2-10.
- [2] DZIERZEK S. Experiment-based modeling of cylindrical rubber bushings for the simulation of wheel suspension dynamic behavior[J]. **SAE transactions**, 2000, 109(6): 78-85.
- [3] 魏春梅, 胡锦帆, 续西安, 等. 汽车传动轴中间支撑的减振设计[J]. **机械设计与制造**, 2015(11): 42-45.
- [4] 夏元烽, 李宏成, 唐禹, 等. 后驱车传动系统扭转与弯曲振动的 NVH 性能[J]. **噪声与振动控制**, 2011, 31(5): 75-79.
- [5] 左力, 卢曦. 汽车传动轴橡胶支撑圈刚度与阻尼的匹配方法研究[J]. **重庆理工大学学报: 自然科学版**, 2015(6): 7-13.
- [6] 胡乃杰, 黄波. 微车用传动轴中间支撑的刚度分析与改进[J]. **机床与液压**, 2011, 39(18): 18-19, 22.
- [7] 张瑞东. 某中型客车传动轴振动仿真分析[D]. 西安: 长安大学汽车学院, 2017.
- [8] 袁晓. 汽车传动轴橡胶中间支承总成的减振分析[D]. 南京: 南京航空航天大学航空宇航学院, 2015.
- [9] 王鑫. 重型汽车传动轴振动关键参数匹配优化研究[D]. 长春: 吉林大学机械与航空航天工程学院, 2020.
- [10] PARK S W. Analytical modeling of viscoelastic dampers for structural and vibration control[J]. **International Journal of Solids and Structures**, 2001, 38(44/45): 8065-8092.
- [11] SHEKHAR N C, MALLIK AK, HATWAL H. Response of non-linear dissipative shock isolators[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 1998(4): 589-603.
- [12] KAWANA R, TOKOYODA T, SATO K, et al. Passagethrough Resonance in a Three Degree-of-Freedom Vibration System[C]. ASME, 2005.
- [13] 邹喆, 袁超, 刘华莉, 等. 乘用车传动系统 NVH 性能控制技术研究[J]. **汽车实用技术**, 2018(20): 115-117.
- [14] 陈静, 陈晓梅, 魏德永. 重型汽车传动轴模态分析与中间支撑刚度设计研究[J]. **汽车技术**, 2014(1): 7-10.
- [15] 潘公宇, 付博文, 王功强, 等. 基于 TPA 和遗传算法的动力总成悬置系统优化设计[J]. **振动与冲击**, 2021, 40(14): 279-286.
- [16] 庞剑, 洪刚, 何华. 汽车噪声与振动-理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.
- [17] 吴浩, 聂国林. 风电齿轮箱振动响应研究[J]. **机械制造**, 2021, 59(2): 12-16.
- [18] 薛蒲昌, 武永刚, 谢亮亮. 精密摇摆主轴的振动测试分析[J]. **机电工程技术**, 2021, 50(10): 215-218.

[编辑: 李辉]

本文引用格式:

王源绍, 严斯, 张继元, 等. 电动客车传动轴中间支承刚度优化设计及仿真[J]. **机电工程**, 2022, 39(6): 813-819.

WANG Yuan-shao, YAN Si, ZHANG Ji-yuan, et al. Optimization design and simulation of intermediate support stiffness of electric bus drive shaft[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2022, 39(6): 813-819.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>