

本文引用格式：廖菲,陈浩,郭伟科,等.基于瞬态动力学的汽车传动轴轴管仿真分析[J].自动化与信息工程,2024,45(5):67-72.

LIAO Fei, CHEN Hao, GUO Weike, et al. Simulation analysis of automotive transmission shaft tube based on transient dynamics[J]. Automation & Information Engineering, 2024,45(5):67-72.

基于瞬态动力学的汽车传动轴轴管仿真分析*

廖菲 陈浩 郭伟科 毛璐瑶 罗良传

(广东省科学院智能制造研究所/广东省现代控制技术重点实验室, 广东 广州 510075)

摘要: 针对汽车传动轴轴管在实际工况下的强度和塑性要求, 采用计算机辅助设计和有限元软件对传动轴轴管进行瞬态动力学的等效应力、定向速度和结构变形仿真分析, 得到塑性、变形、应变等非线性特性分析结果和随时间变化曲线。仿真结果表明, 在载荷施加到第3s时, 传动轴轴管的X方向等效应力最大为2.8065 MPa、定向速度最大为 6.4526×10^{-3} mm/s、X方向结构变形最大为 1.4017×10^{-3} mm、Y方向结构变形最大为 2.1518×10^{-3} mm, 均符合赫兹理论要求。该文仿真分析获得的传动轴轴管载荷特性, 可在设计阶段评估汽车传动轴轴管的强度和塑性是否满足设计要求并进行结构优化, 为进一步提升汽车传动轴轴管的结构设计合理性提供有益借鉴。

关键词: 瞬态动力学; 汽车传动轴轴管; 载荷特性; 仿真分析

中图分类号: TG659

文献标志码: A

文章编号: 1674-2605(2024)05-0010-06

DOI: 10.3969/j.issn.1674-2605.2024.05.010

开放获取

Simulation Analysis of Automotive Transmission Shaft Tube Based on Transient Dynamics

LIAO Fei CHEN Hao GUO Weike MAO Luyao LUO Liangchuan

(Institute of Intelligent Manufacturing, GDAS/ Guangdong Key Laboratory of Modern Control Technology, Guangzhou 510075, China)

Abstract: In response to the strength and plasticity requirements of automotive transmission shaft tubes under actual working conditions, computer-aided design and finite element software were used to conduct transient dynamic equivalent stress, directional velocity, and structural deformation simulation analysis of the transmission shaft tubes. Nonlinear characteristic analysis results such as plasticity, deformation, and strain, as well as time-varying curves, were obtained. The simulation results show that when the load is applied at the 3rd second, the maximum equivalent stress in the X direction of the transmission shaft tube is 2.8065 MPa, the maximum directional velocity is 6.4526×10^{-3} mm/s, the maximum structural deformation in the X direction is 1.4017×10^{-3} mm, and the maximum structural deformation in the Y direction is 2.1518×10^{-3} mm, all of which meet the requirements of Hertz theory. The load characteristics of the transmission shaft tube obtained from the simulation analysis in this article can be used to evaluate whether the strength and plasticity of the automotive transmission shaft tube meet the design requirements and optimize the structure during the design phase, providing useful reference for further improving the structural design rationality of the automotive transmission shaft tube.

Keywords: transient dynamics; automobile transmission shaft tube; load characteristics; simulation analysis

0 引言

传动轴作为汽车传动系统的重要组成部分, 主要由轴管、伸缩套(伸缩花键)和万向节等组成, 承担

着将动力从变速器传递到驱动轮的任务, 其工作的稳定性和可靠性直接影响汽车的行驶性能和使用寿命。轴管是传动轴的主体, 用于连接伸缩套(伸缩花键)

* 基金项目: 广州市科技计划项目重点研发计划(2023B04J0029, 2024B01J0121); 广州市黄埔区国际科技合作项目(2022GH09); 广州市制造业绿色发展科技协同创新中心建设项目(2023B04J0022); 广东省科学院发展专项资金项目(2022GDASZH-2022010108)。

和万向节。轴管一般采用高强度的钢材或铝合金制造,以承受传动过程中产生的扭矩和弯曲力矩。轴管内部通常为中空结构,以减轻汽车整体重量并方便布置其他部件。

国内外相关专业人士对传动轴及相关结构开展了仿真分析研究。刘洋^[1]建立了五轴联动机床的运动学模型,并分析了其运动学特性,获得了柔性杆的变形、位移和撞击力变化情况。王金铭^[2]通过力学分析与计算机建模仿真技术,研究了气量调节系统对往复压缩机特性的影响以及故障发生的原因。王利等^[3]采用 ANSYS 软件建立了汽车主轴有限元模型,并进行瞬态动力学分析,得到了动态变化扭矩作用下的汽车主轴应力云图和位移云图。冼志濠等^[4]利用 ANSYS Workbench 软件建立了声学采集探头的动力学模型,并获取其振动模态。孙强等^[5]分析了空心传动轴初始不平衡量的影响因素,并从理论和实际出发,验证了这些因素的影响程度。温艳等^[6]利用 ANSYS Workbench 软件模拟分析传动轴在最大扭转载荷下的力学性能及传动轴的振动特性,得到了传动轴在该工况下的应力、应变分布情况,以及传动轴在约束情况下的振动模态。雷玉莲^[7]利用有限元和虚拟样机技术分别研究了传动轴模态和振动的影响因素,并对传动轴总成的关键部件进行了优化设计。赵生莲等^[8]提出了一种基于有限元技术的汽车传动轴模态参数优化方法,并利用有限元软件 ANSYS 对优化后的模型进行测试,通过减小传动轴轴管壁厚 1 mm,避免共振的产生。目前,还未见针对传动轴轴管的应变、变形等非线性特性的仿真分析。

为了探索提升汽车传动轴轴管强度和塑性的理论方法与结构优化路径,本文采用完全法对汽车传动轴轴管进行瞬态动力学仿真分析,并根据载荷变化的方式将整个载荷时间历程划分为多个载荷步,每个载荷步代表载荷发生一次突变或渐变阶段,经过多个载荷步的求解,可实现整个载荷时间历程的求解,最终得到塑性、变形、应变等非线性特性的分析结果和随时间变化曲线。

1 仿真分析理论

1.1 瞬态动力学仿真分析方程

瞬态动力学仿真分析是一种载荷随时间变化的结构动力学响应仿真分析方法,用于确定机械结构在稳态、瞬态和简谐等载荷的任意组合下,随时间变化的位移、应变和应力等。瞬态动力学的基本运动方程与通用运动方程相同,是一个含有二阶时间导数的方程:

$$[M]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [C]\{\dot{\mathbf{u}}\} + [K]\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}(t)\} \quad (1)$$

式中: $[M]$ 为质量矩阵, $[C]$ 为阻尼矩阵, $[K]$ 为刚度矩阵, $\{\ddot{\mathbf{u}}\}$ 为节点加速度向量, $\{\dot{\mathbf{u}}\}$ 为节点速度向量, $\{\mathbf{u}\}$ 为节点位移向量, $\{\mathbf{F}(t)\}$ 为变载荷向量。

在瞬态动力学仿真分析中,需充分考虑机械结构的密度或质点质量、弹性模量、泊松比、阻尼等材料属性,以及材料非线性、几何非线性、接触非线性等非线性因素,一般采用非线性单元来模拟实体单元。

1.2 瞬态动力学仿真分析方法

瞬态动力学仿真分析可采用完全法、缩减法、模态叠加法等有限元求解方法。其中,完全法采用完整的系统矩阵计算瞬态响应,无矩阵缩减,支持求解塑性、变形、应变等非线性特性,以及施加节点力、外加的(非零)位移、单元载荷(压力、温度等)等类型载荷,通过一次分析即可得到整个载荷时间历程下的位移和应力。

1.3 赫兹理论

赫兹理论是研究两个弹性体接触时产生的局部应力和应变分布规律的学科。机械结构在施加载荷前都是点接触或线接触;而在施加载荷后,由于材料的弹性变形,变为面接触。在实际应用中,常需要求解接触面的压力分布和接触区域的应力分布。接触应力与载荷、接触体的弹性模量与泊松比等相关。一般通过联合求解变形方程、物理方程、静力平衡方程来得到机械结构的接触应力:

$$\sigma = \sqrt{\frac{F \times (1/\rho_1 \pm 1/\rho_2)}{\pi \times L \times ((1-\mu_1^2)/E_1 + (1-\mu_2^2)/E_2)}} \quad (2)$$

式中: σ 为接触应力, MPa; F 为施加载荷, N; ρ_1 、 ρ_2 为接触体的曲率半径, mm; \pm , 正号表示外接触, 负号表示内接触; L 为接触线长度, mm; μ_1 、 μ_2 为接触体的泊松比; E_1 、 E_2 为接触体的弹性模量, MPa。

2 传动轴轴管载荷、应力与材料属性

汽车传动轴轴管的材料属性对传动轴的强度和刚度有较大的影响。汽车传动轴的实际工况较为复杂, 除了受路面状况引发的随机交变载荷和冲击载荷外, 还受制动力、转向侧向力、驱动力等载荷的作用, 因此要求传动轴轴管具有较好的强度和塑性。

2.1 传动轴轴管额定载荷

传动轴轴管额定载荷根据汽车车型的配置参数来计算, 以发动机最大扭矩、车轮最大附着力计算的传动轴轴管承受扭矩的较小值为额定载荷 (扭矩)。

以发动机最大扭矩计算的传动轴轴管承受扭矩 M_g 为

$$M_g = M_{e\max} \times i_{k1} \times i_{p1} / n \quad (3)$$

式中: $M_{e\max}$ 为发动机最大扭矩, N.m; i_{k1} 为变速箱的一档速比; i_{p1} 为分动箱的低档速比; n 为分动器低档时驱动轴的数量。

以车轮最大附着力计算的传动轴轴管承受载荷 (扭矩) $M_{\phi\max}$ 为

$$M_{\phi\max} = G \times r_k \times \psi / i_0 \quad (4)$$

式中: G 为满载时驱动轴的载荷, N; r_k 为汽车轮胎的滚动半径, m; ψ 为汽车轮胎与地面的附着系数 (在良好的沥青路面上取 0.8); i_0 为减速器速比。

传动轴轴管额定载荷 (扭矩) M_{\max} 取 M_g 、 $M_{\phi\max}$ 中的较小值。

2.2 传动轴轴管扭转应力

传动轴轴管扭转应力是指轴管端面上的切应力, 由轴管在扭转过程中的形变而产生。在弹性范围内, 圆柱形横截面上的扭转应力沿圆形截面的轴, 由中心向外表面线性增加。传动轴轴管扭转应力的计算公式为

$$\tau_{\max} = \frac{16D \times M_{\max}}{\pi(D^4 - d^4)} \quad (5)$$

式中: τ_{\max} 为传动轴轴管扭转应力, N/mm²; D 为传动轴轴管外径, mm; d 为传动轴轴管内径, mm; M_{\max} 为传动轴轴管额定载荷 (扭矩), N.m。

在瞬态动力学仿真分析中, 由于刚性体产生的变形很小, 因此结构载荷与温度载荷对刚性体结构不起作用, 载荷只能设置为惯性力、远端载荷、运动副条件。而柔性体相对于刚性体而言, 更容易发生形变和振动, 任何载荷和约束都可以加载, 且各种载荷均能用时间-历程载荷的形式加载, 载荷数值可为常数、表格数据或函数形式。

2.3 传动轴轴管材料属性

传动轴轴管的材料属性主要包括密度、弹性模量、泊松比、抗拉强度、屈服强度等参数。在瞬态动力学仿真分析过程中, 材料属性直接影响仿真结果的准确性和可靠性。考虑到载荷不同, 传动轴轴管的材料选取为低合金、高强度的结构钢 20CrMnTi, 其具有良好的强度和韧性, 可满足传动轴轴管在高强度、高扭转应力下容易达到动平衡的需求。传动轴轴管材料属性如表 1 所示。

表 1 传动轴轴管材料属性

序号	参数名称	参数值
1	材料类型	20CrMnTi
2	密度 ρ /(kg/m ³)	7.8×10^3
3	弹性模量 E /(GPa)	207
4	泊松比 μ	0.25
5	抗拉强度 σ_b /(MPa)	$\geq 1\ 080$
6	屈服强度 σ_s /(MPa)	≥ 835

3 传动轴轴管仿真分析

3.1 建立传动轴轴管三维模型

传动轴轴管的 2 个转轴通过 2 个转轴销连接, 实现载荷的传递作用。转轴的一端是受力端, 另一端处于全约束状态。采用计算机辅助设计软件建立的传动轴轴管三维模型如图 1 所示。

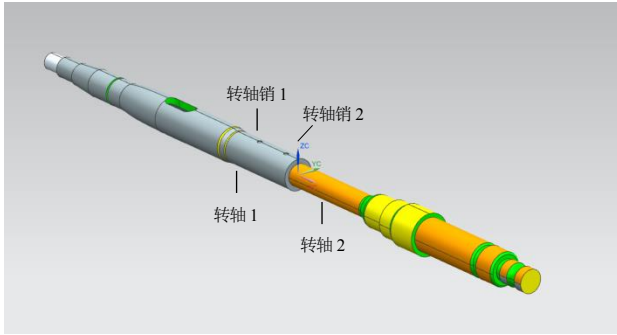


图 1 传动轴轴管三维模型

3.2 建立传动轴轴管有限元模型

利用有限元软件选取 6 mm 的实体六面体单元划分传动轴轴管的有限元模型网格，共 8 951 个单元、16 286 个节点。传动轴轴管有限元模型如图 2 所示。

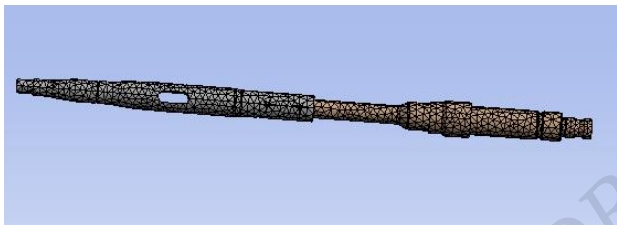


图 2 传动轴轴管有限元模型

3.3 施加约束与载荷

因转轴的一端为全约束状态，故在施加约束时，需要对该端面进行完整选取并施加全约束。施加载荷时，以力矩施加到转轴的受力端，同时完整选取全约束端面，并设置 X 方向的分量。利用有限元软件^[9-10]进行瞬态动力学仿真分析时，可在传动轴轴管有限元模型上施加约束、集中力、力矩、面载荷、体载荷、惯性力等载荷。本文采用连续多载荷步加载法进行载荷加载，即将载荷分段加载，为每个载荷步设置一个载荷步文件；通过有限元软件求解分段的载荷步时间值，并得到对应的施加载荷点。定义连续载荷步时间为 5 s，力矩值输入为 100 N·mm，其中，X 方向的分量为 100 N·mm，Y、Z 方向的分量为 0 N·mm。随时间变化的载荷施加情况如表 2、图 3 所示。

表 2 随时间变化的载荷施加情况

序号	载荷步时间/s	X 方向/ N·mm	Y 方向/ N·mm	Z 方向/ N·mm
1	0	0	0	0
2	1	100	0	0
3	2	200	0	0
4	3	500	0	0
5	4	0	0	0
6	5	-100	0	0

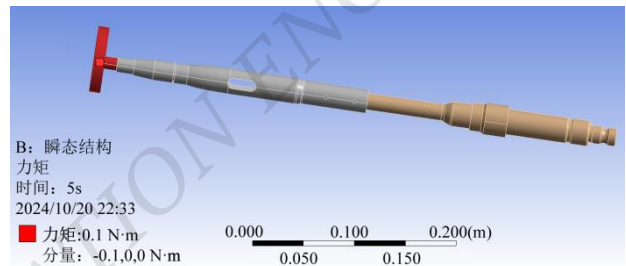


图 3 传动轴轴管施加载荷情况图

3.4 仿真分析结果

在施加载荷条件下，分别进行传动轴轴管的等效应力、定向速度、结构变形等仿真分析，并得到相应的分析结果和随时间变化曲线。

3.4.1 等效应力分析

等效应力是指在复杂应力状态下的等效单向拉伸或压缩应力，用于评估传动轴轴管的强度和疲劳性能。通过对传动轴轴管的 X 方向应力进行分析，得到的传动轴轴管等效应力结果和随时间变化曲线分别如图 4、5 所示。

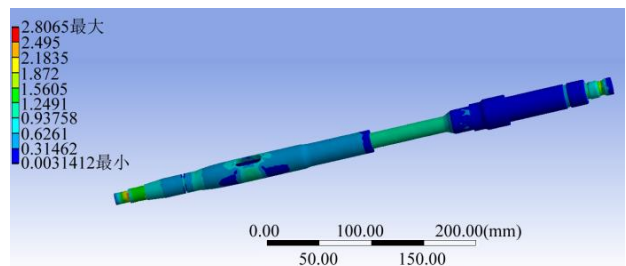


图 4 传动轴轴管的等效应力结果

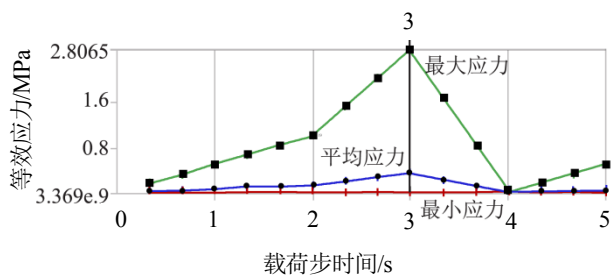


图5 传动轴轴管的等效应力随时间变化曲线

由图5可知：在载荷施加到第3 s时，传动轴轴管的等效应力最大，达到2.8065 MPa；Y方向上传动轴轴管的中间应力较小，边缘的应力较大，符合赫兹理论要求。

3.4.2 定向速度分析

定向速度是指对应结构在特定方向上的运动速度，用于体现传动轴轴管对速度和方向控制的特定要求。通过对传动轴轴管X方向的运动速度进行分析，得到的传动轴轴管定向速度结果和随时间变化曲线分别如图6、7所示。

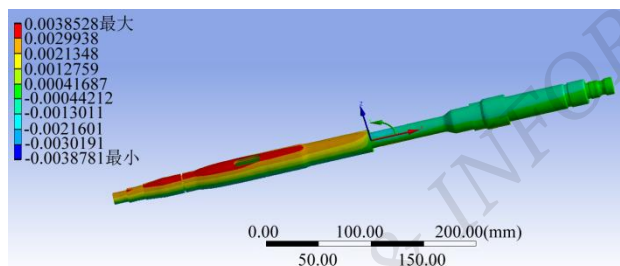


图6 传动轴轴管的定向速度结果图

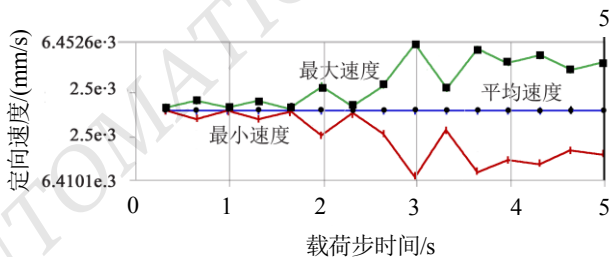


图7 传动轴轴管定向速度随时间变化曲线图

由图7可知：在载荷施加到第3 s时，传动轴轴管的定向速度最大，达到 6.4526×10^{-3} mm/s；X方向上传动轴轴管约束端的定向速度较小，施加载荷端的

定向速度较大，符合赫兹理论要求。

3.4.3 结构变形分析

结构变形是指在外力作用下，对应结构发生的体积或形状改变，用于评估传动轴轴管的抗拉强度和塑性。通过对传动轴轴管的定向(X、Y方向)变形进行分析，得到的传动轴轴管X、Y方向的结构变形结果和随时间变化曲线如图8~11所示。

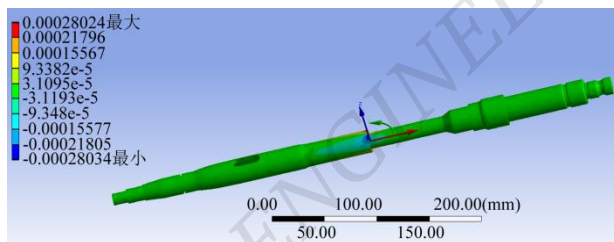


图8 传动轴轴管X方向的结构变形结果

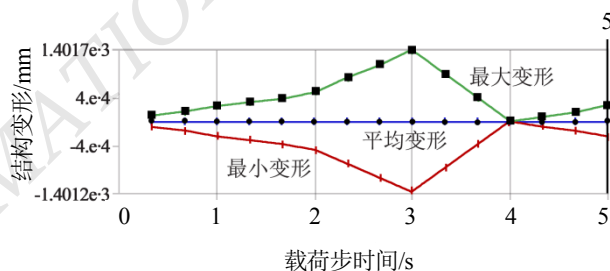


图9 传动轴轴管X方向的结构变形随时间变化曲线

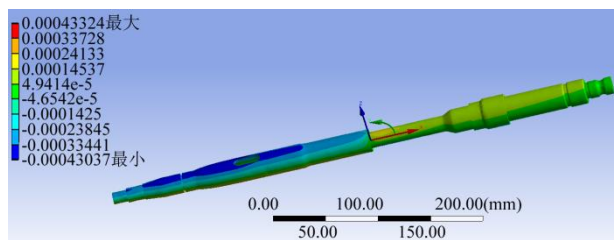


图10 传动轴轴管Y方向的结构变形结果

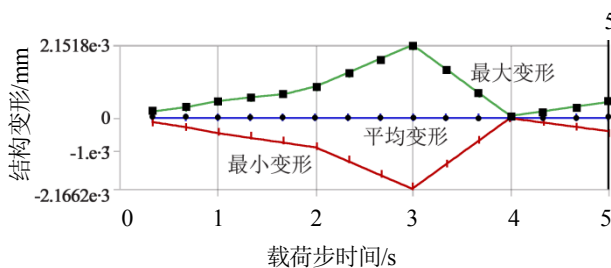


图11 传动轴轴管Y方向的结构变形随时间变化曲线

由图 9、11 可知：在载荷施加到第 3 s 时， X 方向的结构变形最大，达到 1.4017×10^{-3} mm， Y 方向的结构变形最大，达到 2.1518×10^{-3} mm，在 X 、 Y 方向上传动轴轴管施加载荷端的结构变形较小，约束端的结构变形较大，符合赫兹理论要求。

4 结论

考虑到汽车传动轴的实际工况较为复杂，要求传动轴轴管需具有较好的强度和塑性。本文采用完全法对传动轴轴管进行瞬态动力学仿真分析，得到施加载荷条件下的传动轴轴管的等效应力、定向速度、结构变形分析结果和随时间变化曲线，并得到以下结论：

1) 瞬态动力学仿真分析可为传动轴轴管等类型机械结构的塑性、变形、应变等非线性特性研究提供重要参考；

2) 对传动轴轴管在施加载荷条件下进行等效应力、定向速度、结构变形分析，得到在载荷施加到第 3 s 时等效应力最大，且在 Y 方向上传动轴轴管中间的应力较小，边缘的应力较大；在 X 方向上传动轴轴管约束端的定向速度较小，施加载荷端的定向速度较大；在 X 、 Y 方向上传动轴轴管施加载荷端的结构变形较小，约束端的结构变形较大，符合赫兹理论要求；

3) 通过瞬态动力学仿真分析可获得汽车传动轴轴管的载荷特性，用于在设计阶段评估传动轴轴管的强度和塑性是否满足设计要求，并进行结构优化，为

进一步提升传动轴轴管结构设计合理性提供有益的借鉴，对传动轴轴管实际生产和应用具有一定的指导意义。

©The author(s) 2024. This is an open access article under the CC BY-NC-ND 4.0 License (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>)

参考文献

- [1] 刘洋.五轴联动机床主运动构件重复碰撞瞬态动力学特性分析[J].机床与液压,2024,52(11):226-230.
- [2] 王金铭.往复压缩机变工况条件下气阀和曲轴部件动力学特性仿真研究[D].北京:北京化工大学,2021.
- [3] 王利,龙昌平,梁金连.基于虚拟样机技术的汽车主轴瞬态动力学分析[J].内燃机与配件,2021(12):63-64.
- [4] 冼志濠,刘诚,赖源平,等.供水管道声学采集探头的模态分析[J].自动化与信息工程,2024,45(3):11-15.
- [5] 孙强.空心轴管对于汽车传动轴初始不平衡量的影响[J].上海汽车,2023(6):21-26.
- [6] 温艳,孙轩,姚宇鹏,等.基于有限元分析的乘用车传动轴材料与结构改进[J].西华大学学报(自然科学版),2022,41(3):51-60.
- [7] 雷玉莲.基于虚拟样机技术的汽车传动轴振动研究[D].重庆:重庆大学,2013.
- [8] 赵生莲,唐熊,张健.基于有限元的汽车传动轴模态参数优化研究[J].机电工程,2020,37(6):710-714.
- [9] 胡凡金,杨锋苓.ANSYS Workbench 结构分析实用建模方法与单元应用[M].北京:中国铁道出版社,2022.
- [10] 陈艳霞.ANSYS Workbench 2020 有限元分析从入门到精通(升级版)[M].北京:电子工业出版社,2020.

作者简介:

廖菲,女,1984年生,硕士研究生,工程师,主要研究方向:机械装备设计研究。E-mail: straywendy@qq.com

陈浩,男,1988年生,硕士研究生,工程师,主要研究方向:机械装备结构分析与优化。E-mail: seahaozimm@163.com

郭伟科,男,1978年生,硕士研究生,高级工程师,主要研究方向:机电产品 CAE 仿真、可靠性试验。E-mail: guoweike@163.com

毛璐瑶,男,1990年生,硕士研究生,高级工程师,主要研究方向:工业装备力学分析与结构优化。E-mail: 540230646@qq.com

罗良传(通信作者),男,1978年生,硕士研究生,高级工程师,主要研究方向:机械装备可靠性、结构优化设计。E-mail: nuoli@126.com

声明

凡经本刊使用的稿件,作者在投稿时如无书面声明,即视为同意授权本刊及本刊合作平台进行信息网络传播及发行;作者的相关著作权使用费由本刊以稿费形式一次性支付,如有异议,请在来稿时注明,本刊将做适当处理。