

某固定车箱式矿车箱体振动分析

张译丹¹, 钟兵^{2*}

1. 漆虎技术(济南)有限公司, 山东 济南 250000; 2. 山东交通学院汽车工程学院, 山东 济南 250357

摘要:为分析某固定车箱式矿车箱体的动态特性,采用SolidWorks软件建立箱体几何模型,选取车辆满载弯曲、满载极限扭转、满载制动3种工况进行有限元模态仿真,并与路面激振频率进行对比分析。结果表明:车辆满载弯曲工况、极限扭转工况、制动工况下,箱体最大变形分别为0.079、2.968、2.493 mm,满足最大变形限值要求;3种工况下箱体最大应力分别为14.996、86.108、45.663 MPa,满足最大应力不超过168 MPa的限值要求;路面激振频率为14.985 Hz,箱体一阶固有频率为19.161 Hz,箱体固有振动频率避开了外界激励频率,避免了耦合共振,矿车箱体运行平稳性良好。

关键词:矿车箱体;有限元分析;模态仿真;变形;共振

中图分类号:TK422

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2026)01-0105-07

引用格式:张译丹,钟兵.某固定车箱式矿车箱体振动分析[J].内燃机与动力装置,2026,43(1):105-111.

ZHANG Yidan, ZHONG Bing. Vibration analysis of the carbody for a fixed-body mining truck[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2026,43(1):105-111.

0 引言

相比传统矿车车箱,固定车箱式矿车箱体(以下简称箱体)作为矿石运输的关键承载工具,在实际作业环境中具有较强的容纳能力,不仅能运输较大体积的物料,还能提高运输效率^[1]。箱体在设计过程中需充分考虑车辆载荷以及运输物料体积,在作业过程中不仅能节约能源,还能提高运输效率,并减少环境污染。开展箱体的设计开发研究,有利于提高矿场运输效能,节约资源,保护环境^[2]。

国外关于箱体的研究起步较早,其设计思路与制造规范已十分成熟^[3]。由于我国矿山环境主要适用于公路车,固定车箱式矿车的应用环境较少,因此国内箱体的相关研究起步较晚;近年来固定车箱式矿车在我国的需求量逐步增加,为了提高箱体性能,国内学者针对箱体的制造工艺、结构设计、材料等方面也开展了一系列研究^[4-5]。邹文斌^[6]采用Altair Hyperworks搭建应急电源车车箱,结合有限元仿真分析箱体结构在受载状态下的力学性能,以提高开发效率和节约研发成本;潘朗^[7]采用ANSYS Workbench分析软件对土地采集车车箱骨架构件进行了静力学与模态分析,结合车箱骨架最大应力(41.274 MPa)和一阶模态频率(28.145 Hz)进行仿真优化设计,在降低车箱质量的前提下,保证了强度和刚度要求,节约了材料,降低了成本。

矿车车箱的动态特性直接影响其运行安全性与结构可靠性,本文中以箱体为研究对象进行静强度分析与模态分析,为箱体设计提供参考。

1 箱体结构参数与模型建立

箱体是矿用环境中用于装载矿石、金刚石等散状物料的承载设备,在设计箱体时,要充分考虑其安全

收稿日期:2025-11-06

第一作者简介:张译丹(2003—),女,山东日照人,主要研究方向为汽车有限元分析,E-mail:19854157279@163.com。

* 通信作者简介:钟兵(1967—),男,四川威远人,教授,主要研究方向为汽车性能仿真分析,E-mail:Zhongbing67@163.com。

性,即箱体的刚度、强度、固有频率、吸能性等性能必须符合设计要求,以保证行驶安全,同时利于装卸^[8]。箱体的主要性能要求为:拆装便捷性,结构设计需考虑和满足快速拆装需求;材料经济性,材料不仅要具备较高的强度与刚度,还要具备成本较低,使用寿命较长的特点;振动稳定性,固有频率需避开发动机旋转频率和路面颠簸振动,防止耦合共振;防护安全性,在剧烈颠簸或遭受撞击时,吸能性结构需保证箱体不出现较大变形^[9]。

1.1 结构参数

箱体结构简单,承载能力较大,基于某型箱体的主要参数如表1所示。

总长度	总高度	底架长度	加强筋厚度	总宽度	瓦楞板厚度	底架宽度	底架高度
2 000	1 150	2 800	8	880	6	400	100

1.2 三维模型建立

参照相关箱体关键尺寸绘制三维物理模型,箱体主要由车体和底架两部分构成,在箱体仿真建模过程中,去除一些非承载部件及不影响强度和刚度的圆角以提高箱体仿真计算速度^[10],具体步骤为:1)在SolidWorks中运用“草绘”功能绘制车体草图,采用“拉伸”功能构建车体侧围实体结构;2)采用同样步骤完成前围、后围、底架纵梁、底架横梁的三维实体绘制;3)在SolidWorks中新建“装配体”,插入箱体和底架结构,点击“配合”,完成箱体与底架纵梁、横梁的装配。各结构实体及装配图如图1所示。

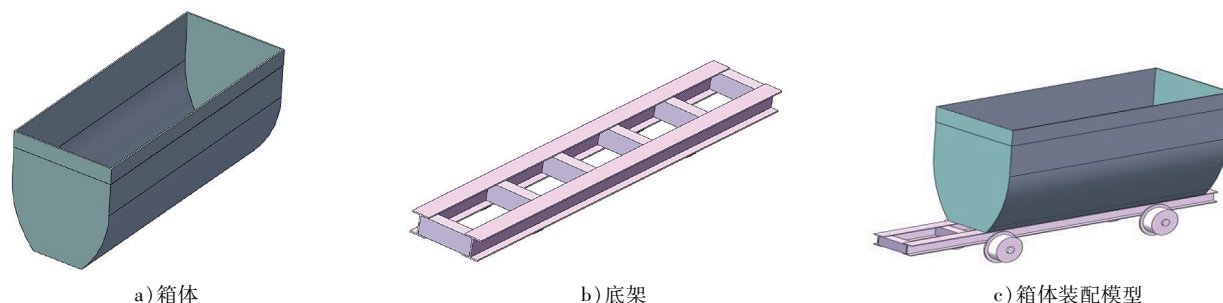


图1 固定车箱式矿车各结构实体及装配图

1.3 网格划分与材料参数设置

将创建好的三维模型导入ANSYS Workbench,进行网格划分。为了提高仿真计算精度与速度,采用六面体网格划分,选用网格尺寸为20 mm×20 mm,节点数为732 479,单元数为326 278。

Q245钢具备较高的强度与刚度,且成本较低。综合性能适配箱体实际运用环境及成本,因此箱体采用Q245钢材料,Q245钢材料属性如表2所示。

弹性模量/GPa	泊松比	密度/(g·cm ⁻³)	屈服强度/MPa	许用应力/MPa
200	0.3	7.850	245	163

2 箱体静强度分析

固定车箱式矿车主要应用于矿山环境中,其运行路况通常较为复杂,本文中聚焦于前期设计阶段的仿真分析,主要考虑沿箱体向下施加载荷,未考虑侧向力载荷。为全面评估箱体的强度和刚度分布,选择箱体在满载状态下的弯曲、极限扭转、制动3种典型工况进行分析。

2.1 箱体约束设置

弯曲、制动工况下在箱体的4个悬架固定处施加远程位移约束,以模拟箱体与悬架的约束状态^[11];

极限扭转工况下在箱体的3个悬架固定处施加远程位移约束,释放左后轮约束,以模拟箱体的单轮悬空约束状态,不同约束设置如图2所示。

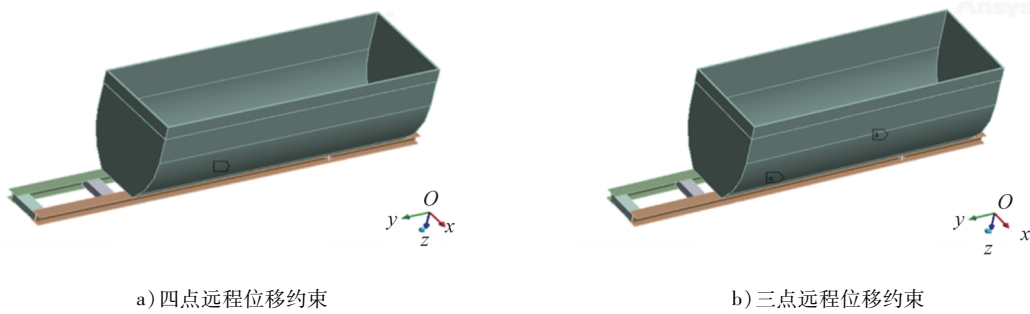


图2 箱体约束设置

2.2 箱体载荷

根据不同工况设定箱体载荷加速度 g_z : 满载弯曲、极限扭转工况下为 $1g$, 满载制动工况下为 $0.8g$, g 为重力加速度^[12], 本文中选取 $g=9.8 \text{ m/s}^2$ 。箱体最大承载质量 m 为 1 t , 计算箱体承受的载荷

$$G = kmg_z, \tag{1}$$

式中: k 为动载荷因数, 满载弯曲工况和极限扭转工况下为 1.3 , 满载制动工况下为 1.5 。

由式(1)可知: 满载弯曲工况、极限扭转工况下, 箱体承受载荷均为 12.74 kN ; 满载制动工况下, 箱体承受载荷为 11.76 kN 。

2.3 载荷施加

箱体满载弯曲工况、极限扭转工况下仿真分析时, 除承受方向沿箱体朝下、最大承载质量为 1 t 的载荷 (12.74 kN) 外, 同时施加标准重力模拟箱体重量、重力加速度 $1g$ 模拟箱体瞬间冲击状态; 箱体满载制动工况下仿真分析时, 除承受方向沿箱体朝下、最大承载质量为 1 t 的载荷 (11.76 kN) 外, 同时施加标准重力模拟箱体重量、重力加速度 $0.8g$ 模拟箱体瞬间冲击状态, 此外沿制动方向施加制动载荷 (11.76 kN)。各工况载荷施加如图3所示。

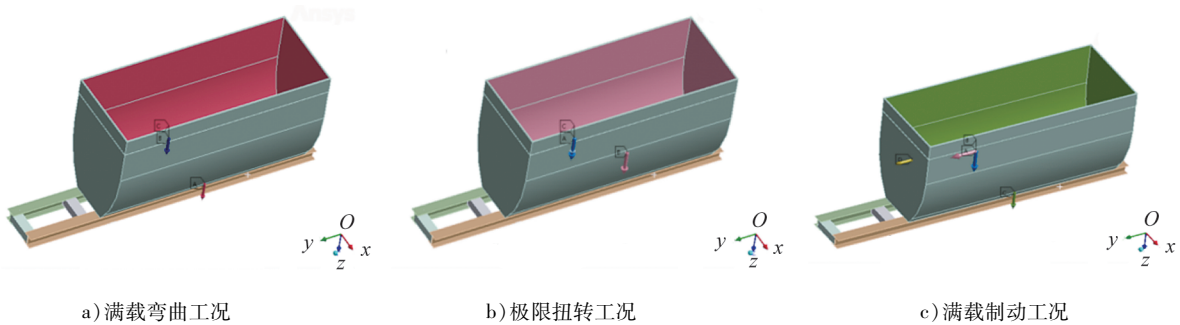
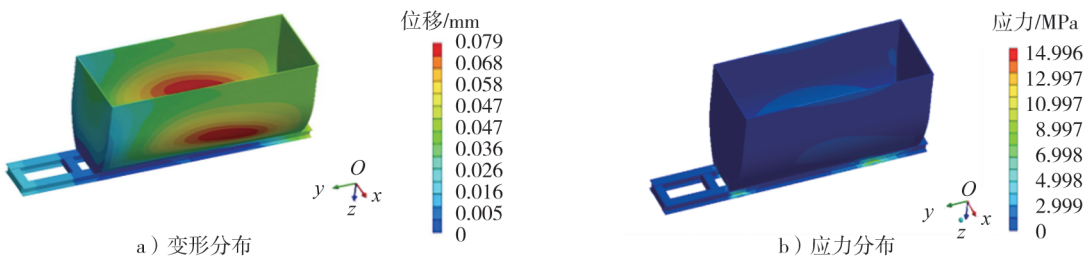


图3 固定车箱式矿车箱体不同工况载荷施加图

2.4 不同工况静强度分析

2.4.1 满载弯曲工况

满载弯曲工况下, 箱体变形、应力分布、疲劳寿命与疲劳安全因数分布如图4所示。



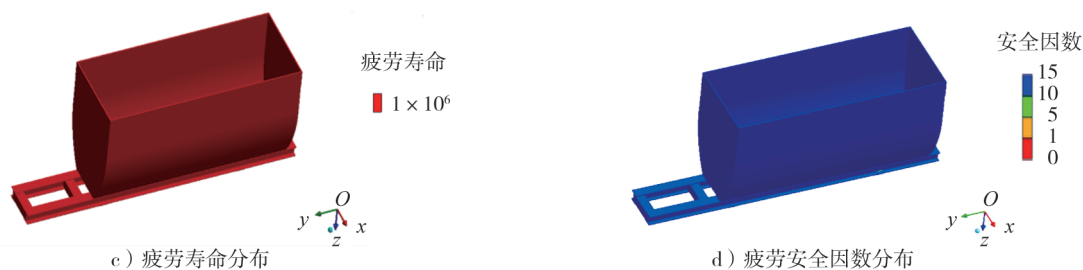


图4 满载弯曲工况下箱体仿真结果

满载弯曲工况下,箱体最大变形为0.078 669 mm,位于箱体长边中下部位置,满足行业内满载弯曲工况下最大变形不得超过5 mm的要求;最大应力为14.996 MPa,位于箱体车架底部约束位置,满足最大应力不超过163 MPa的要求;箱体疲劳寿命在行业规定的 1×10^6 内;极限疲劳安全因数满足行业内大于10的限值要求。

2.4.2 极限扭转工况

极限扭转工况下,箱体变形、应力分布、疲劳寿命与疲劳安全因数分布如图5所示。

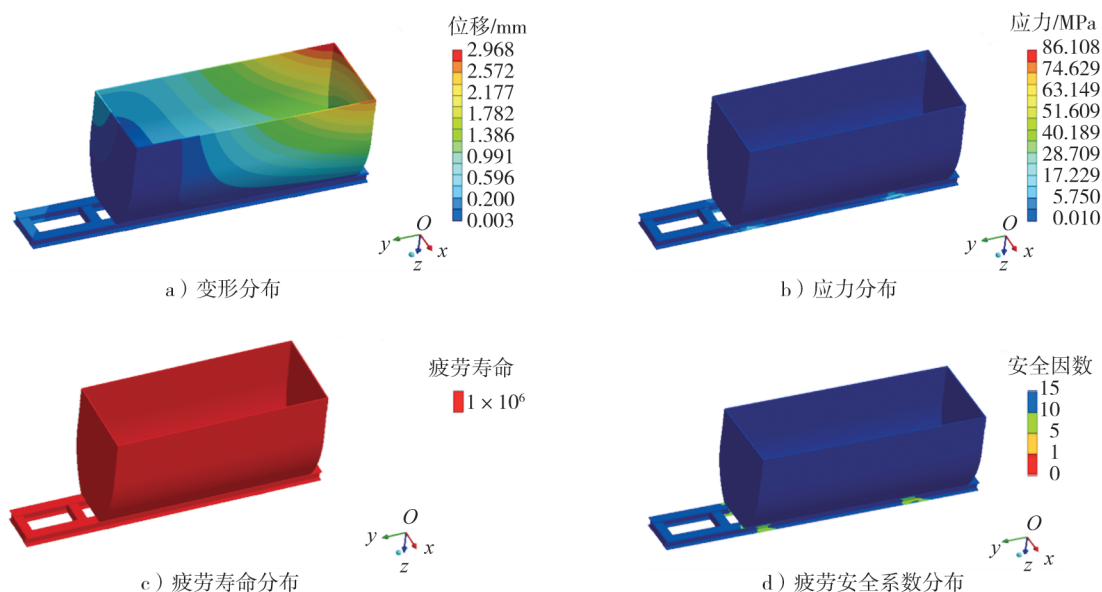
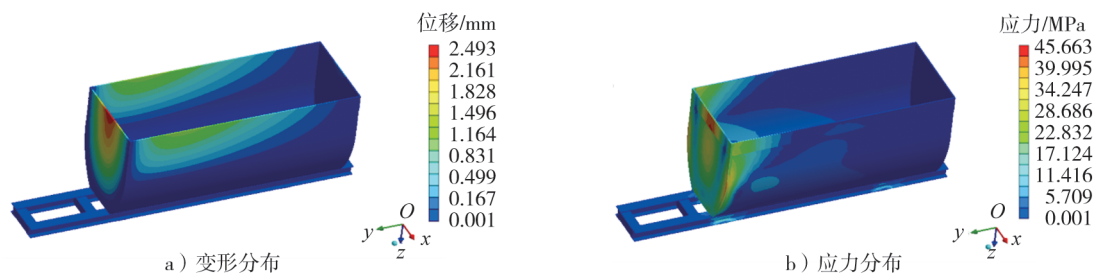


图5 极限扭转工况下箱体仿真结果

极限扭转工况下,箱体最大变形为2.967 8 mm,位于箱体尾端位置,满足行业内极限扭转工况下最大变形不得超过10 mm的要求;最大应力为86.108 MPa,位于箱体车架底部约束位置,满足最大应力不超过163 MPa的要求;箱体疲劳寿命在行业规定的 1×10^6 内;疲劳安全因数都大都满足行业内大于10的限值要求,箱体底架约束部位安全因数低,但箱体整体大多满足安全因数限值要求。

2.4.3 满载制动工况

满载制动工况下,箱体变形、应力分布、疲劳寿命与疲劳安全因数分布如图6所示。



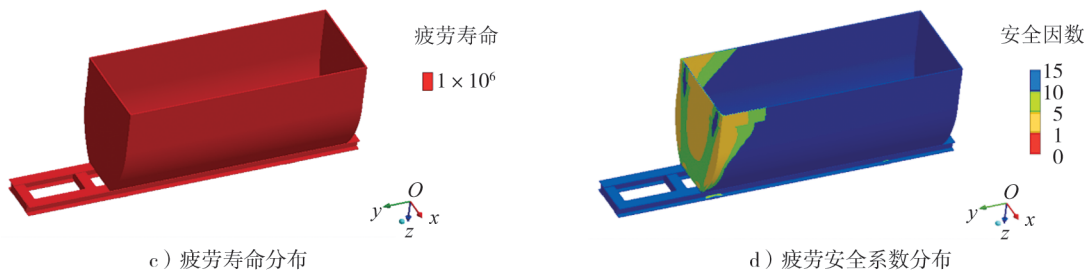


图 6 满载制动工况下箱体仿真结果

满载制动工况下,箱体最大变形为 2.492 6 mm,位于箱体前围中上部位置,满足行业内满载制动工况下最大变形不得超过 12 mm 的要求;最大应力为 45.663 MPa,位于箱体前围与侧围连接的位置以及底架约束位置,满足最大应力不超过材料的许用应力(163 MPa)的要求;箱体疲劳寿命在行业规定的 1×10^6 内;箱体前围疲劳安全因数较低,但箱体大部分满足行业内大于 10 的限值要求。

综上所述,各工况变形均较小,最大应力均处于材料的许用应力内,且安全余量充足。

3 约束模态仿真分析

3.1 模态分析理论

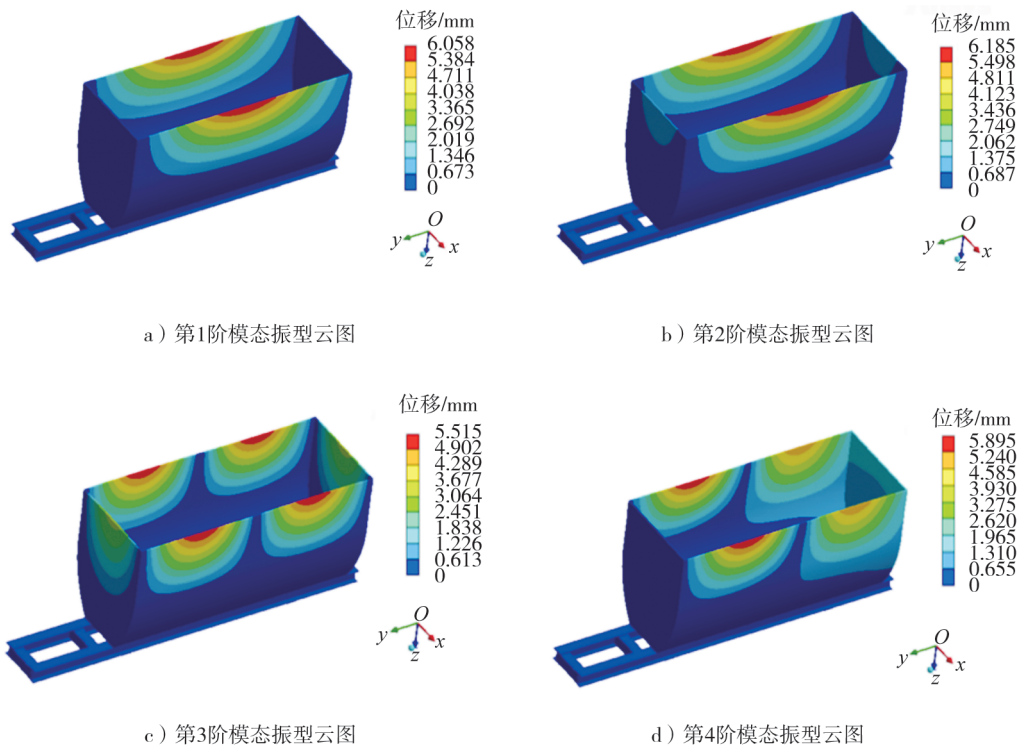
固定车箱式矿车大多行驶在矿场等颠簸路面,若箱体与外界的激振频率发生共振,可能导致箱体螺栓等连接部件发生松动,影响矿车的安全行驶。箱体动态特性表达式为:

$$M\ddot{y} + Ky = 0,$$

式中: M 为质量矩阵, K 为刚度矩阵, \ddot{y} 为加速度矩阵, y 为位移矩阵。

3.2 箱体约束模态分析

采用四点固定约束模拟箱体与悬架的连接,对箱体进行约束模态仿真计算,箱体前 6 阶固有频率分别为 19.161、19.269、37.097、38.405、50.401、53.074 Hz,箱体前 6 阶模态振型位移云图如图 7 所示。



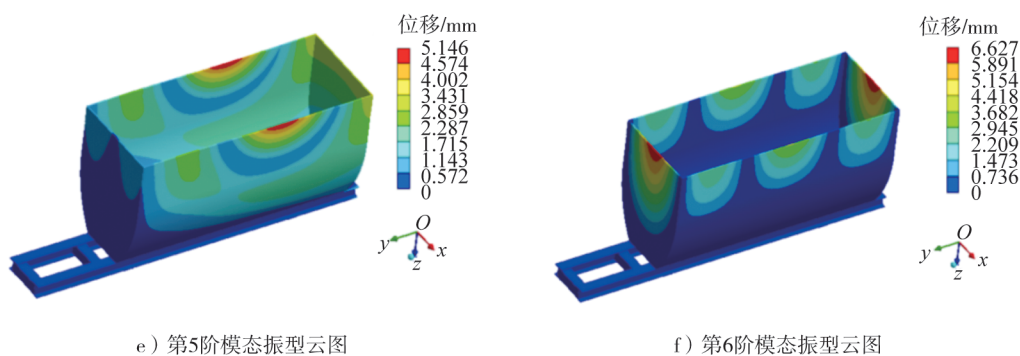


图7 箱体的前6阶模态振型云图

3.3 激振频率分析

矿车在使用过程中,以 Hz 为单位的激振频率 f 的数值^[13]

$$\{f\} = \{v_{\max}\} / (5.2 \{l\}), \quad (2)$$

式中: $\{v_{\max}\}$ 为以 km/h 为单位的矿车最高行驶速度 v_{\max} 的数值,本文中结合各种工况,选取 $v_{\max} = 60$ km/h; $\{l\}$ 为以 m 为单位的路面不平度波长 l 的数值, $\{l_{\min}\} = 0.77$ 。由式(2)可得, $f = 14.985$ Hz。

我国未铺装路、碎石路、搓板路、平坦路等路面的不平度波长分别为 0.77~2.50 m、0.32~6.32 m、0.74~5.60 m、1.00~6.30 m^[14-15],路面不平度波长增大时,汽车会承受剧烈冲击和颠簸,导致振动传递到车内,降低乘坐舒适性。同时,路面不平度波长还影响汽车的可靠性、行驶安全和使用寿命。因此,路面不平度波长是衡量路面质量的一个重要指标,激振频率(14.985 Hz)与箱体一阶固有频率(19.161 Hz)相差 28%,大于 15%的限值要求,避开了共振耦合,箱体动态性能良好。

4 结论

本文中采用 ANSYS 对箱体进行静强度与模态仿真分析,该研究为箱体疲劳寿命预测与减振设计提供研究基础,对提高矿车运行稳定性与安全性提供一定的工程参考价值,主要结论如下。

1) 满载弯曲工况、极限扭转工况、制动工况下,箱体最大变形和最大应力均满足限值要求;满载弯曲工况最大变形位于箱体长边中下部位置,最大应力位于箱体车架底部约束位置。

2) 箱体第 1 阶固有频率为 19.161 Hz,路面激振频率为 14.985 Hz,两者避开了共振耦合,箱体动态性能良好。

参考文献:

- [1] 李祥龙. 重卡自卸车货厢轻量化设计研究[D]. 济南: 山东大学, 2021.
- [2] 陈瑞霞, 苏勇. 渣土 U 型厢自卸车车厢体传送机构[C]//第十七届河南省汽车工程科技学术研讨会论文集. 郑州: 河南省汽车工程学会, 2020: 102-104.
- [3] 麦世基. FIORI 翻斗车[J]. 工程机械, 2018, 49(4): 62.
- [4] 张印. 重型电动轮矿用自卸车车厢用 Q345E 钢循环变形特性及车厢强度有限元分析[D]. 包头: 内蒙古科技大学, 2022.
- [5] 李兆鹏. 摆臂式翻斗车工作装置的结构设计与分析[D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2018.
- [6] 邹文斌. 应急电源车车厢结构有限元分析[J]. 专用汽车, 2022(2): 40-44.
- [7] 潘朗. 基于 ANSYS 的土壤采集车车厢骨架研究[J]. 时代汽车, 2023(17): 134-138.
- [8] WANG L, DI C, LIU Q, et al. Energy saving and emission reduction of study on lightening of dump truck carriage[J]. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 2020, 512(1): 012003.
- [9] 万强, 阮景奎. 基于混合灵敏度分析的某自卸车车厢结构优化设计[J]. 科学技术与工程, 2020, 20(12): 4954-4961.
- [10] 张满, 田志强, 章喆. 适用于重型自卸车牵引装置的设计[J]. 汽车实用技术, 2022, 47(5): 42-45.

- [11] 韩妮丹,赵阳,董现春,等.矿用自卸车车厢轻量化与有限元模拟[J].机械工程与自动化,2018(3):77-78.
- [12] 肖扬国,张召春,唐笑.某宽体自卸车驾驶室白车身的仿真分析[J].汽车与新动力,2022,5(3):54-56.
- [13] 肖亮,张德坤,周蓓蓓.重型自卸车推力杆支座仿真分析与优化[J].汽车工艺师,2021(12):57-59.
- [14] 王军,沈颖杰,于月琴,等.某纯电动低速车的电池箱设计与分析[J].电池工业,2019,23(6):298-304.
- [15] 戴海燕.锂离子动力电池散热及电池包箱体优化研究[D].广州:华南农业大学,2021.

Vibration analysis of the carbody for a fixed-body mining truck

ZHANG Yidan¹, ZHONG Bing^{2*}

1. Qihu Technology (Jinan) Co., Ltd., Jinan 250000, China;

2. School of Automotive Engineering, Shandong Jiaotong University, Jinan 250357, China

Abstract: To analyze the dynamic characteristics of the carbody for a certain fixed-body mining truck, SolidWorks software is used to establish the geometric model of the carbody. Three typical working conditions, namely full-load bending, full-load extreme torsion and full-load braking, are selected for finite element modal simulation, and the simulation results are compared and analyzed with the road excitation frequency to verify the rationality of the dynamic performance of the carbody. The results show that under the three working conditions of full-load bending, full-load extreme torsion and full-load braking, the maximum deformations of the carbody are about 0.079 mm, 2.968 mm and 2.493 mm respectively, all meeting the requirements of the maximum deformation limit; corresponding to the three working conditions, the maximum stresses of the carbody are 14.996 MPa, 86.108 MPa and 45.663 MPa respectively, all meet the limit regulation that the maximum stress shall not exceed 168 MPa. The road excitation frequency is 14.985 Hz, and the first-order natural frequency of the carbody is 19.161 Hz. The natural vibration frequency of the carbody successfully avoids the external excitation frequency, effectively reducing the occurrence of coupling resonance and ensuring good operational stability of the mining truck carbody.

Keywords: mining truck carbody; finite element analysis; modal simulation; deformation; resonance

(责任编辑:胡晓燕)

.....
(上接第104页)

cylinder liner cavitation, and the coupling effect between the two further accelerates the cavitation process. Increasing the cylinder wall thickness, adopting rolling process on the outer wall and shoulder surface of the cylinder liner, and adjusting the position of cylinder gaskets can effectively improve the cylinder liner stiffness. Optimizing the flywheel moment of inertia can eliminate the main vibration excitation source of the engine and reduce engine vibration. After the engine endurance test, the outer walls of the cylinder liners remain smooth and no abnormal wear is found on the inner walls, indicating that the cylinder liner cavitation failure has been completely resolved.

Keywords: diesel engine design; cylinder liner cavitation; stiffness analysis; rolling technology; engine vibration; structure improvement

(责任编辑:刘丽君)