

doi:10.12068/j.issn.1005-3026.2025.20230192

基于有限元模拟的SUV汽车铝合金轮毂轻量化设计

陈晓明^{1,2}, 余建业³, 刘顺^{1,2}, 曾种¹

(1. 东北大学秦皇岛分校 控制工程学院, 河北 秦皇岛 066004; 2. 东北大学秦皇岛分校 河北省微纳精密光学传感与检测技术重点实验室, 河北 秦皇岛 066004; 3. 陕西有色天宏瑞科硅材料有限公司, 陕西 榆林 719000)

摘要: 基于有限元分析和性能测试对铝合金汽车轮毂进行轻量化设计。首先, 利用ANSYS Workbench对轮毂模型进行结构静力学分析, 得到车辆静止满载状态下轮毂的应力和变形分布规律。其次, 通过对轮毂前6阶模态的分析, 得到轮毂各阶固有频率和变形量, 并探明轮毂在发动机和路面激励下的共振规律。然后, 在轮毂弯曲疲劳、径向疲劳和冲击仿真的基础上, 对轮毂轮辐进行拓扑优化以获得轻量化轮毂模型。最后, 对轻量化轮毂进行性能试验, 并将轻量化轮毂与原始轮毂的试验结果进行对比, 分析优化前后的轮毂各项性能的变化, 确保轻量化后的轮毂模型符合强度要求。

关键词: 轮毂; 轻量化设计; 拓扑优化; 有限元分析; 性能测试

中图分类号: R 331.3 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2025)01-0099-11

Lightweight Design of SUV Automobile Aluminum Alloy Wheel Hub Based on Finite Element Simulation

CHEN Xiao-ming^{1,2}, YU Jian-ye³, LIU Shun^{1,2}, ZENG Chong¹

(1. School of Control Engineering, Northeastern University at Qinhuangdao, Qinhuangdao 066004, China; 2. Hebei Key Laboratory of Micro-Nano Precision Optical Sensing and Measurement Technology, Northeastern University at Qinhuangdao, Qinhuangdao 066004, China; 3. Shaanxi Nonferrous Tianhong Ruike Silicon Materials Co., Ltd., Yulin 719000, China. Corresponding author: CHEN Xiao-ming, E-mail: chenxiaoming@neuq.edu.cn)

Abstract: Based on the finite element analysis and performance testing, the lightweight design of aluminum alloy wheel hub is carried out. Firstly, the structural static analysis of the wheel hub model is carried out to obtain the stress and deformation distribution of the wheel hub under the static full load state of the vehicle using ANSYS Workbench. Secondly, through the analysis of the first six-order modes of the wheel hub, the natural frequency and deformation of each order of the wheel hub are obtained, and the resonance law of the wheel hub excited by the engine and the road is proved. Then, according to the wheel hub's bending fatigue, radial fatigue and impact simulation tests, the topology optimization of the wheel hub spokes is carried out and a lightweight wheel hub model is obtained. Finally, the lightweight wheel hub is tested again, and the testing results of the lightweight wheel hub and the original wheel hub are compared to obtain the performance changes of the wheel hub before and after optimization, so as to ensure that the lightweight wheel hub model still meets the requirement for strength.

Key words: wheel hub; lightweight design; topology optimization; finite element analysis; performance test

随着有限元分析技术的快速发展, 越来越多研究者将该技术应用于汽车零部件的制造。在国外, Ridha^[1]对轮毂进行有限元分析, 分析了轮毂应力分布情况, 并对轮毂材质分布进行了优化;

收稿日期: 2023-07-05

基金项目: 河北省自然科学基金资助项目(A2022501004, F2020501040); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(N2223013)。

作者简介: 陈晓明(1990—), 男, 河南郑州人, 东北大学秦皇岛分校讲师, 博士。

Shah 等^[2]综合考虑设计约束、安全系数、可制造性等因素,对轮毂进行设计优化,并验证设计结果的可靠性;Käumle 等^[3]开发了一种使用快速成型系统进行疲劳测试的方法;Topaç 等^[4]在轮毂寿命分析实验中发现了轮辐在疲劳中的薄弱位置;Muthuraj 等^[5]使用所需疲劳强度对实验应力分析和有限元分析的结果进行了关联;Karandikar 等^[6]通过疲劳寿命分析得到轮毂最小疲劳寿命值.Ferran 等^[7]研究了轮辐厚度对汽车质量的影响;Abe 等^[8]研究了轮辐拉伸过程,并得到壁厚分布与轮辐强度之间的关系,提出了一种壁厚分布优化方案,对轮毂轻量化设计具有重要意义.在国内,秦德申^[9]于 1989 年对轮毂进行有限元分析.由于软件、设备等限制,建立的轮毂模型无法准确得到应力分布.孙建鹏^[10]利用 UG 和 ANSYS 研发能直接对轮毂模型进行参数化设计和性能分析的程序,并通过多项试验验证该程序在轮毂设计过程中的准确性和实用性;宋渊^[11]建立铝合金轮毂有限元模型,通过 LS-DYNA 进行动力学仿真,确定优化变量,运用 ANSYS 进行优化设计,确定轮毂的最佳优化参数.

基于有限元分析的轮毂疲劳仿真研究也取得了大量成果.王科等^[12]运用有限元的方法研究了汽车在崎岖路面行驶情况和侧滑情况下轮毂的受力状态;王倩倩等^[13]利用 Creo 软件建立轮毂模型,利用 Workbench 构建了轮毂有限元计算模型,通过计算得到轮毂极限工况下的应力和变形规律.此外,还对轮毂进行了结构改进,并对改进后的轮毂结构进行验证分析,为轮毂优化设计提供了坚实的理论支撑.

在轮毂轻量化研究方面,一个重要的思路是采用质量更轻的材料.镁合金轮毂锻件的成功研发,使轮毂质量减轻了 33%;ZK60A 镁合金轮毂,其密度相较于 A6061 减小了 32%^[14-15].Hawkins 等^[16]对不同材料的轮毂(包括镁合金、钛合金、铝合金以及不锈钢)进行动态分析以找出最合适的轮毂材料.除了研究新型轻合金材料,结构优化也是实现轮毂轻量化的一条重要途径.Marron 等^[17]在保证轮毂强度和使用寿命的前提下,有效减轻轮辐的质量;MoMo 等轮毂生产厂

家,也依托 CATIA, ANSYS 等软件对轮毂的外形和结构进行了优化设计^[18];Riesner 等^[19]基于有限元技术对轮毂进行了轻量化研究;Karthikeyan 等^[20]以 ATV 轮毂的拓扑优化为基础,运用 Solidworks 进行有限元分析,将轮毂质量从 365 g 减少到 233 g.

轮毂轻量化的研究在国内起步相对较晚,但随着国内汽车市场的发展与壮大,轻量化技术也得到迅速发展.肖占龙等^[21]利用 NSYS 分别对两种材质的轮毂进行模态分析并比较了结果,找出了使轮毂结构避免共振的方法,在确保强度符合要求的同时,实现了轮毂的轻量化设计;Pang 等^[22]计算了铝合金在弯曲、径向和随机疲劳条件下的寿命值,采用遗传算法进行优化,使轮毂质量减轻了 13.85%. Chu 等^[23]采用碳纤维作为轮辋材料,镁合金作为轮毂材料,使结构质量减轻了 13.8%.

本文首先使用 ANSYS Workbench 对轮毂进行静力学分析和模态分析,研究轮毂的应力分布和共振频率.其次,对轮毂进行弯曲疲劳试验、径向疲劳试验和冲击试验.结合有限元仿真分析结果,利用 Workbench 对轮毂模型进行优化设计,通过对轮毂进行拓扑优化,得到轮毂的可优化部位,并基于拓扑优化分析结果,利用 Solidworks 构建优化后轻量化轮毂模型.最后,对轮毂优化前后的各项性能进行对比分析,确保其符合强度要求,最终获得轻量化后的轮毂模型.

1 轮毂仿真模型的建立

本研究所采用的轮毂为某 SUV 汽车的铝合金轮毂,材料为 A356,型号为 235/65 R18 7.5 J,轮毂直径为 45.72 cm,轮毂宽度为 19.3 cm,该轮毂为正偏距轮毂,轮毂中线离轮毂固定面的偏差距离为 35 mm,安装面偏向于轮毂中线的外侧,轮毂螺距 5×114.3 mm,中心孔直径 60.1 mm.该车辆的主要参数如表 1 所示.根据轮毂型号为 235/65 R18 7.5 J 的图纸建模原始轮毂模型,如图 1a 所示.

表 1 车辆参数
Table 1 Vehicle parameters

整车质量/kg	最大功率/kW	最大扭矩/(N·m)	变速器传动效率/%	一档传动比	主减速比
1 865	138	252	95	3.5	4.356

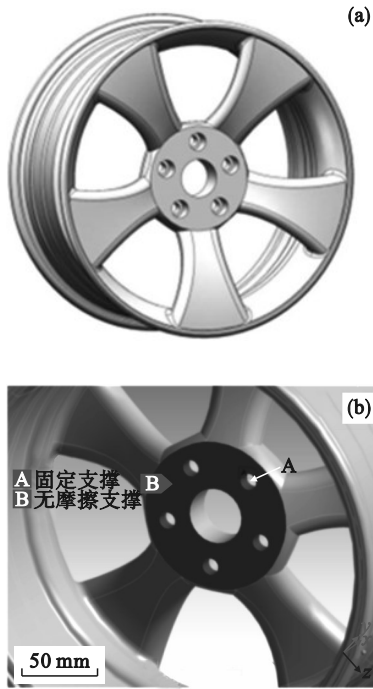


图 1 原始轮毂模型和静态分析的约束施加图
Fig. 1 Original wheel hub model and constraint application diagram for static analysis
(a)—原始轮毂模型; (b)—静态分析的约束施加.

1.1 轮毂材料的定义和网格的划分

用 ANSYS Workbench 进行有限元分析前, 首先确定轮毂模型的材料类型和材料属性. 本研究中轮毂模型采用的材料属性如表 2 所示.

表 2 A356 铝合金材料属性
Table 2 Material properties of A356 aluminum alloy

密度 ρ	弹性模量 E	泊松比 μ	屈服强度
$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	GPa		MPa
2 700	72.4	0.33	239

在对轮毂模型进行离散化处理时, 由于轮毂模型较为复杂, 各个区域的厚度不一, 并且有多个倒角部位和曲面部位, 为了得到更高质量的网格划分结果, 需要对网格参数进行设置. 对于轮毂这类具有曲面模型的网格划分, Workbench 的自动网格划分功能即可满足需求, 将单元的尺寸设置为 8 mm, 将跨度角设为精细, 平滑度设为高, 从而获得精细的网格划分结果.

1.2 轮毂约束条件和载荷的施加

轮毂通过多个螺栓被固定在汽车半轴上, 因此螺栓孔的自由度定义为 0. 由于轮毂的安装面在螺栓预紧力作用下与半轴上安装盘紧紧贴合, 故在轮毂的安装面施加无摩擦约束. 轮毂的 5 个螺栓孔则需施加固定约束 (图 1b).

由表 1 可知整车质量为 1 865 kg, 该车型为 5 座 SUV, 现假设包括驾驶员共 5 人, 每人质量 80 kg, 后备箱载满 500 kg 货物, 则最大质量为

$$m_{\max} = 1\,865 + 5 \times 80 + 500 = 2\,765 \text{ kg}. \quad (1)$$

最大负荷为

$$G_{\max} = m_{\max} \cdot g = 2\,765 \times 9.8 = 27\,097 \text{ N}. \quad (2)$$

该车自身重力为

$$W = mg = 1\,865 \times 9.8 = 18\,277 \text{ N}. \quad (3)$$

载荷影响系数为 $n_i = 1.21$, 则轮毂的最大载荷为

$$F_{\max} = \frac{Wn_i}{3} + \frac{G_{\max}}{6} = 11\,887.89 \text{ N}. \quad (4)$$

则单个轮毂受到的最大载荷为

$$f_{\max} = \frac{F_{\max}}{4} = \frac{11\,887.89}{4} = 2\,971.97 \text{ N}. \quad (5)$$

由式 (5) 可知, 在轮毂中心孔上施加单个轮毂受到的最大载荷为 2 971.97 N. 除此之外, 轮毂在静止时, 还应受到轮胎内部气压作用, 因此在轮辋面上胎圈座间施加 0.25 MPa 的均布压力, 在轮辐面安装盘面上施加最大扭矩 252 N·m (图 2).

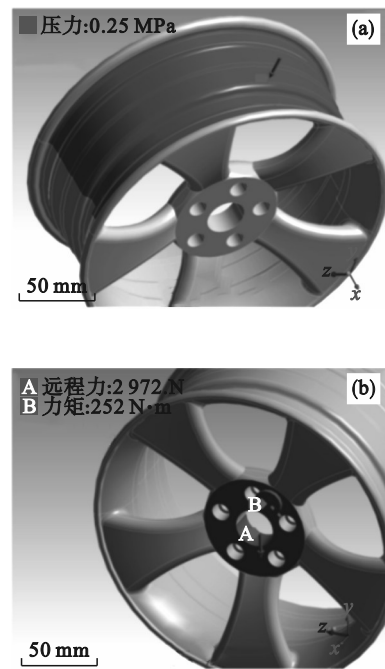


图 2 静态分析载荷施加图
Fig. 2 Load application diagram for static analysis
(a)—压力; (b)—载荷与扭矩.

2 轮毂的有限元分析

2.1 轮毂的静力学分析

对轮毂模型添加约束和载荷后, 进行静力学

分析,分别求解该轮毂的总体变形和等效应力,如图3所示.由图3a可知,该轮毂位移变形最大的部位是轮辋边缘处,该部位的最大变形量为

0.267 71 mm;由图3b可知,该轮毂的最大等效应力位于轮缘部位,为26.282 MPa,满足A356的强度要求.

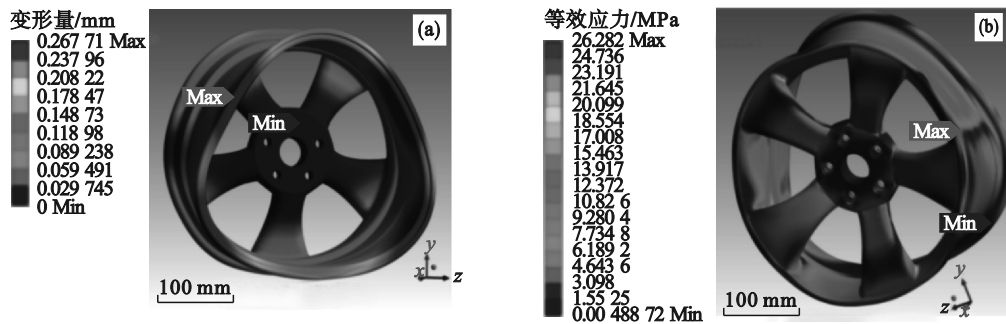


图3 静态分析云图

Fig. 3 Static analysis cloud map

(a)—总体变形;(b)—等效应力.

2.2 轮毂的模态分析

轮毂在工作过程中受到多种载荷的作用.除了车身重力、驾驶员和货物质量外,轮毂还承受轮胎的压力和路面产生的交变冲击载荷.为研究

轮毂在发动机怠速时是否发生共振,需要对轮毂进行模态分析,以得到轮毂固有频率.利用Workbench得到的轮毂在各阶振型的频率和变形如图4所示.

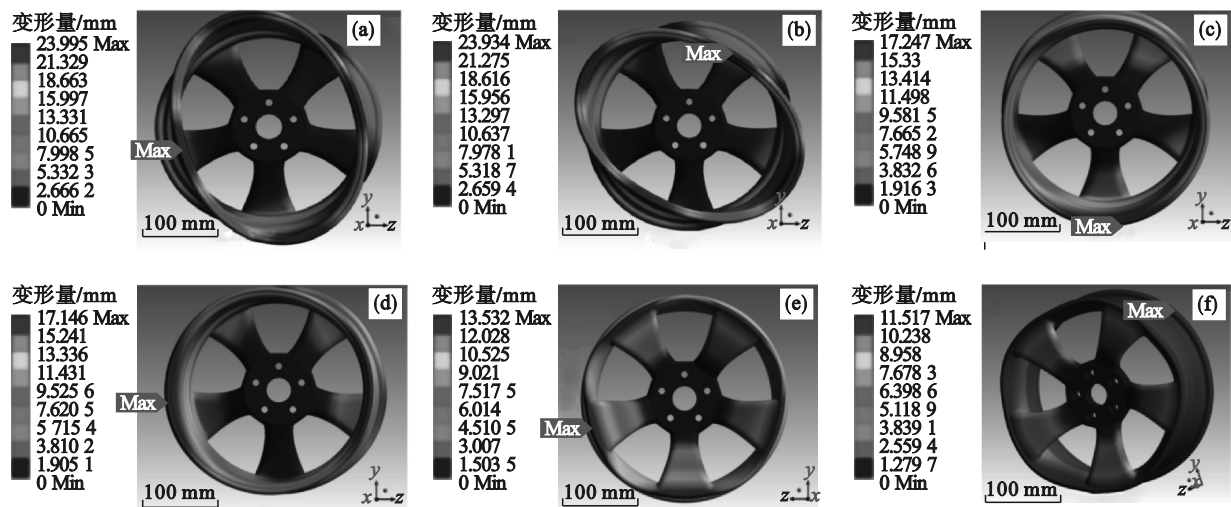


图4 模态分析云图

Fig. 4 Modal analysis cloud map

(a)—一阶振型;(b)—二阶振型;(c)—三阶振型;(d)—四阶振型;(e)—五阶振型;(f)—六阶振型.

该轮毂模型一阶和二阶固有频率为344.27 Hz,变形位置主要集中在轮辋内侧外轮缘的4个端点部位,最大变形量为23.995 mm;三阶固有频率为392.67 Hz,变形位置主要集中在轮辋内侧外轮缘的2个端点部位,最大变形量为17.247 mm;四阶固有频率为392.73 Hz,变形位置与三阶振型情况相似,最大变形量为17.146 mm;五阶固有频率为533.73 Hz,变形位置集中于5个轮辐与轮辋连接的部分,最大变形量为13.532 mm;六阶固有频率为613.06 Hz,变形位置主要集中于轮辋外表面部分,最大变形量为11.517 mm.

汽车行驶时,起伏路面和发动机产生的振动是轮毂产生振动的主要原因.为了使轮毂在正常工作时不发生共振,需确保轮毂固有频率大于正常行驶状况所产生的振动频率,以避免外界因素带来的激励频率.在平坦路面行驶时,轮毂受到的路面激励频率不大于3 Hz,在起伏路面上受到的激励则不大于11 Hz.发动机在运行中的振动频率为

$$f_0 = \frac{r}{60} \times \frac{n}{2}. \quad (6)$$

式中: r 为发动机转速; n 为发动机缸数.

4缸发动机在稳定运转时,进入怠速状态时的发动机转速一般 700~800 r/min,将这一区间转速代入式(6)中可计算得到载有 4缸发动机的汽车进入怠速状态时的频率为 23.33~26.67 Hz. 已知该车型的 4缸发动机的最高转速为 5 800 r/min,将其代入式(6)可得出在发动机处于最高转速状态时,汽车的振动频率为 193.33 Hz. 由图 4a 可知轮毂的最低固有频率为 344.27 Hz,超出了 0~193.33 Hz 的范围,因此该轮毂正常行驶时不会因路面和发动机影响产生共振.

3 轮毂的性能测试

3.1 轮毂的弯曲疲劳试验

根据弯曲疲劳试验的标准,在图 5 中 A 标记了施加在轮缘内侧限制轮毂转动的固定约束, B, C, D, E 和 F 分别标记 5 个螺栓连接处的螺栓预紧力, G 和 H 则标记了加载臂末端的弯曲试验

载荷.

- A 固定支撑
- B 螺栓预紧力: 23 810 N
- C 螺栓预紧力2: 23 810 N
- D 螺栓预紧力3: 23 810 N
- E 螺栓预紧力4: 23 810 N
- F 螺栓预紧力5: 23 810 N
- G F_z : 837.79 N
- H F_x : 9 567.4 N

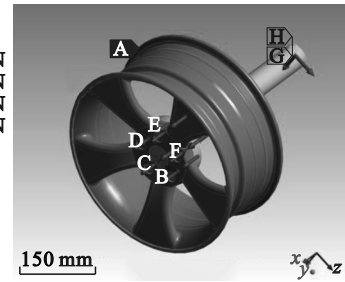


图 5 弯曲疲劳试验的约束与载荷

Fig. 5 Constraint and load for bending fatigue testing

假设轮毂速度为 50 km/h,每经过 5°进行一次最大应力值的求解,将轮毂旋转 180°的过程分解为多个子过程,得到应力值在各个范围内的变化情况如表 3 所示.由表 3 可知,轮毂在 5°~180°范围内旋转过程中,当角度为 115°时,应力最大值为 116.34 MPa. 该情况下,轮毂正面、背面及侧面视图下的等效应力分布云图如图 6 所示.

表 3 各角度对应的等效应力值

Table 3 Corresponding equivalent stress values at different angular

角度/(°)	等效应力/MPa	角度/(°)	等效应力/MPa	角度/(°)	等效应力/MPa	角度/(°)	等效应力/MPa
5	102.64	50	103.79	95	109.12	140	106.18
10	105.99	55	103.47	100	112.19	145	104.56
15	108.56	60	102.74	105	114.42	150	102.73
20	110.34	65	102.62	110	115.81	155	102.11
25	111.29	70	104.55	115	116.34	160	102.80
30	111.42	75	105.70	120	116.00	165	102.92
35	110.73	80	106.06	125	114.80	170	102.28
40	109.22	85	105.64	130	112.75	175	100.87
45	106.90	90	105.24	135	109.87	180	101.02

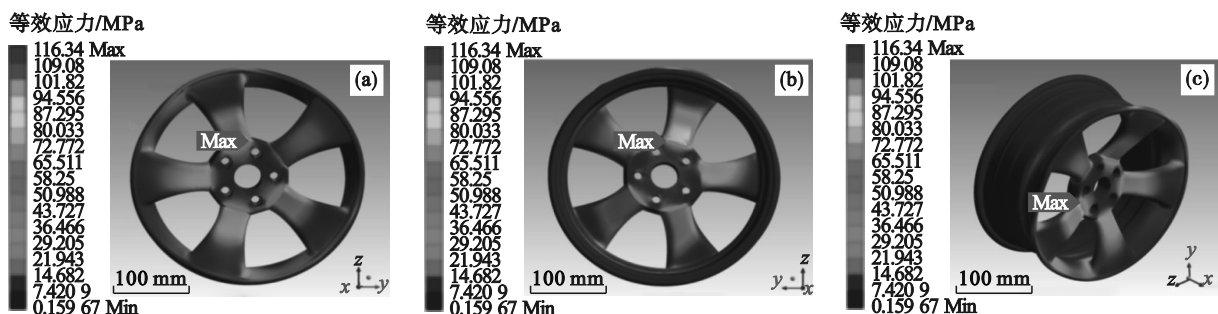


图 6 弯曲疲劳试验各方位等效应力分布云图

Fig. 6 Equivalent stress distribution cloud map of multi-direction of bending fatigue testing

(a)—正面; (b)—背面; (c)—侧面.

由图 6 可知,该轮毂在弯曲疲劳试验中应力集中的区域主要分布在轮辐接近安装盘的位置,

其中应力最大的部位在轮辐与安装盘的交界处. 已知 A356 铝合金的屈服强度为 235 MPa,此处最

大应力为 116.34 MPa,产生的应力小于许用值.由以上分析可知该轮毂在弯曲疲劳试验中有足够的结构强度,并且在轮辐接近于轮辋的区域所产生的应力较小,可为后续的轻量化设计工作提供一定参考依据.

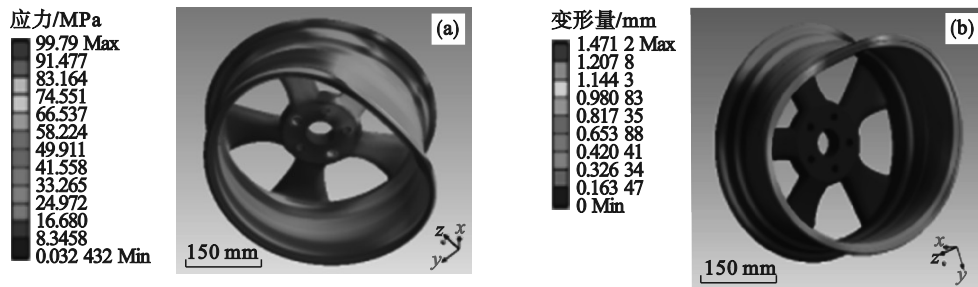


图7 径向疲劳试验中的应力和变形云图

Fig. 7 Stress and deformation cloud map of radial fatigue testing

(a)—应力云图; (b)—变形云图.

由图 7a 可知,轮毂在径向疲劳试验中所产生的最大应力为 99.79 MPa,远小于 A356 铝合金屈服强度 235 MPa,故该轮毂在径向疲劳试验中具有良好的强度性能,应力集中的部位在施加径向载荷一侧的轮辋边缘.由图 7b 可知,轮毂变形量最大的部位在轮辋外缘,其变形量为 1.471 2 mm.

3.3 轮毂的冲击试验

本文通过冲击试验模拟轮毂轮辐抗冲击能力.使用的冲锤长、宽、高尺寸为 450 mm×350 mm×570 mm,质量为 705 kg.为判断冲锤在整个下落过程中处于最低处的时刻,给冲锤施加一个检测 Y 轴方向速度变化的速度探针,求解后得到速度变化结果如表 4 所示.

表 4 冲锤的速度变化	
Table 4 Velocity changes of the hammer	
t/s	Y轴方向速度/(mm·s ⁻¹)
0.029 6	-248.62
0.029 8	-121.72
0.030 0	18.052
0.030 2	162.79

由表 4 可知,冲锤下落到 0.029 8 s 时接近最低点,接着冲锤受到轮胎对其产生的反弹作用开始向上运动,远离轮胎.由此可知,轮毂受到冲锤作用力最大的时刻可取为 0.030 0 s,读取此时刻的轮毂等效应力和变形云图如图 8 所示.

由图 8a 可知,轮毂产生最大应力的位置主要在轮辐与轮辋连接区域,该位置的最大应力为 115.36 MPa, A356 铝合金的屈服强度为 235 MPa,

3.2 轮毂的径向疲劳试验

在轮毂中心两侧 50°范围内,每间隔 5°在两胎圈座上施加载荷 19 293.75 N,求解得到轮毂在此径向疲劳试验中的应力和变形云图如图 7 所示.

该轮毂在冲击试验中产生的最大应力小于屈服强度,符合强度要求.由图 8b 可知,变形最大的位置与最大应力位置相同,变形量为 0.158 76 mm,对轮毂的正常使用不会产生影响.

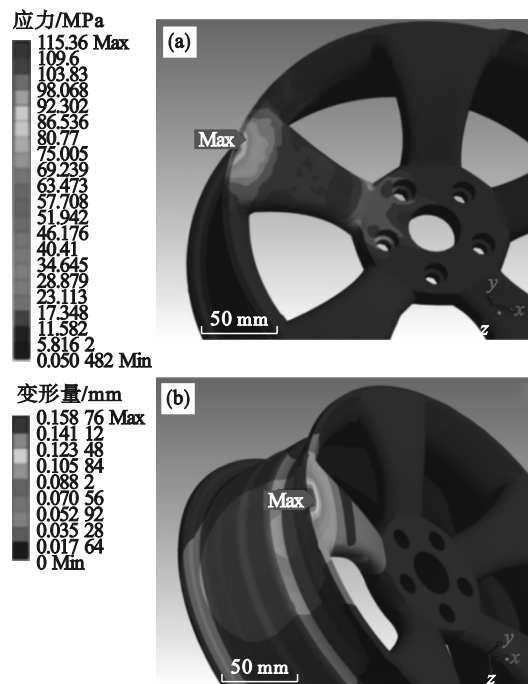


图8 冲击试验中的应力和变形云图

Fig. 8 Stress and deformation cloud map of impact testing

(a)—应力云图; (b)—变形云图.

4 轮毂的拓扑优化

4.1 轮毂的拓扑优化流程

轮毂的拓扑优化主要分为待优化模型的建立

和计算求解.优化流程如图9所示,根据需求建立相应的拓扑优化模型,将其导入Workbench中,对模型进行载荷的施加和约束,然后指定优化区域和非优化区域,设置好相关优化参数后即可对模型进行求解,最终根据所得结果对轮毂模型结构进行改造设计,与原始轮毂的测试数据对比分析,验证轻量化轮毂各项性能的可靠性.

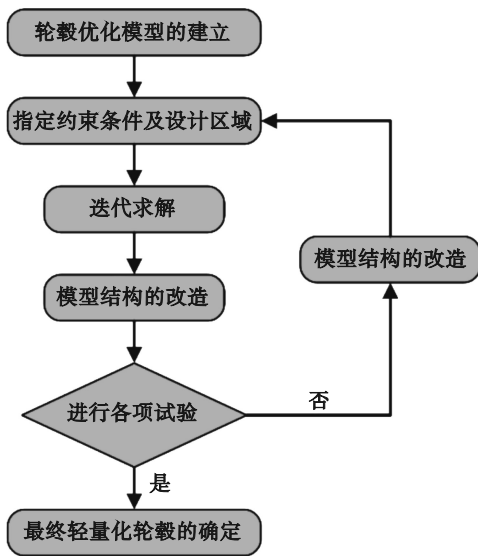


图9 拓扑优化流程

Fig. 9 Process of topology optimization

4.2 拓扑优化的结果

完成前处理阶段的工作后,进行迭代求解获取最终结果,得到基于弯曲疲劳试验的拓扑优化

模型结果如图10所示.由图10a可知,在轮辐接近轮辋部分均有缺失,这表明在该部位有一定的优化空间.由图10b可知,对于两轮辐之间的部分,螺栓孔靠外侧有较大程度的缺失,这表明该部位在静态分析中产生的应力较小,在模型中可去除这一部分.由图10d可知,轮辐背面与轮辋过渡的部位有较多缺失,同样属于可去除的部分.

5 轮毂的轻量化设计

5.1 轻量化轮毂模型的建立

基于拓扑优化的分析结果对轮毂模型进行轻量化设计.在原始模型上对轮辐面的辐条背面、螺栓孔周围和安装盘背面进行掏空处理,对轮毂轻量化前后的各项试验结果进行对比分析,验证优化后轮毂的可靠性,以此达到轻量化.

由图10可知,在对轮辐面进行轻量化设计时,可优化的部位分别有:安装盘正面螺栓孔周围、轮辐正面接近轮辋部分和轮辐背面与轮辋过渡衔接的部位.对原始轮毂模型进行重新设计得到模型如图11所示.由图11可知,在轻量化设计的过程中,基于拓扑优化的分析结果,分别对安装盘正面螺栓孔的外侧、安装盘背面螺栓孔之间和轮辐之间进行了不同程度的掏空处理,并且对掏空所产生的凹孔部位进行了“拔模”操作,这在一定程度上可以增强这些部位的结构强度.

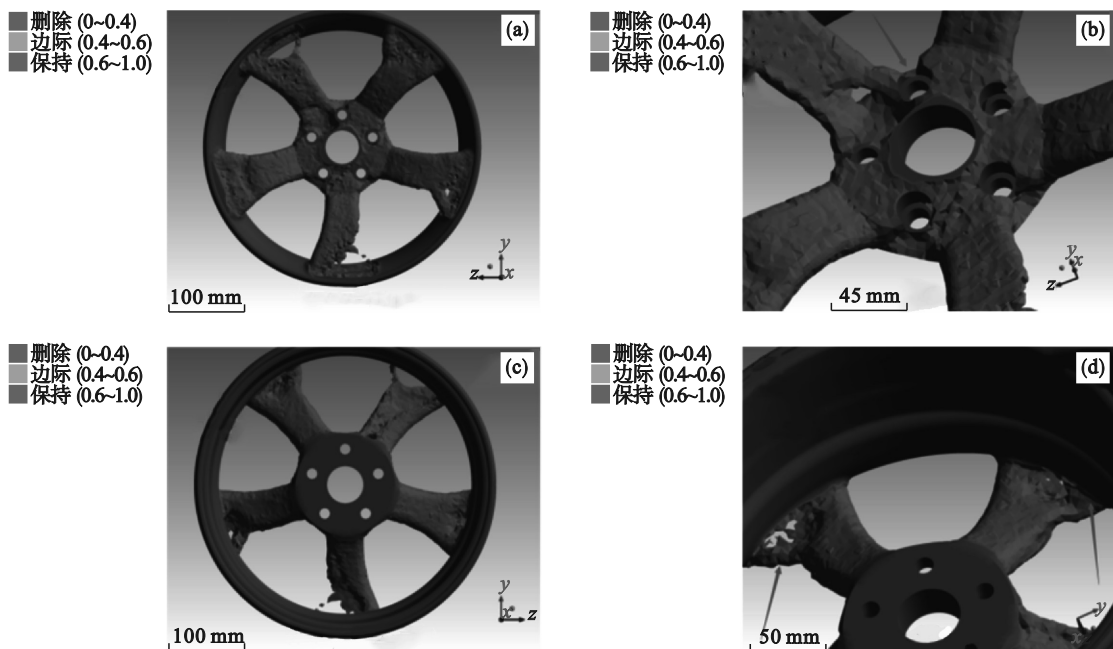


图10 拓扑优化结果

Fig.10 Topology optimization results

(a)—轮毂正面; (b)—螺栓孔细节; (c)—轮毂背面; (d)—轮辐背面细节.

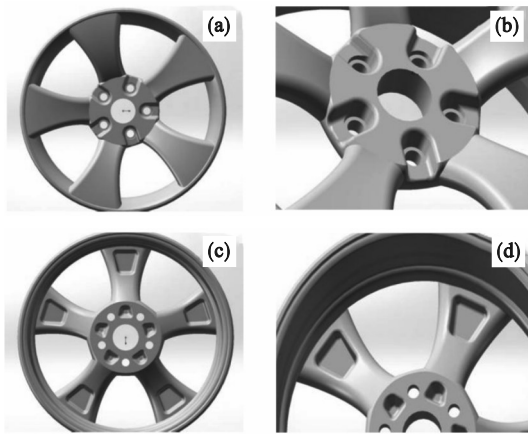


图 11 轻量化设计后的模型

Fig. 11 Model after lightweight design

(a)—轮毂正面; (b)—螺栓孔; (c)—轮毂背面;
(d)—轮毂背面细节.

5.2 轻量化轮毂的性能验证

在掏空材料的影响下,轮毂部分结构的强度将会发生改变,需要对优化后的轮毂进行验证分析,测试其是否符合强度要求.对优化后的轮毂进行静态结构分析,得到如图 12 所示等效应力及变形云图.由图 12a 可知,轻量化模型的应力集中区域主要在轮辐背面,其中出现最大应力的位置在对轮辐背面末端进行掏空处理后的凹孔边缘,最大应力为 42.229 MPa,相较于轻量化前的最大应力 26.282 MPa 有所升高,但远小于 A356 的许用应力,处于可使用强度范围内.由图 12b 可知,轻量化后的模型变形量最大的部位与轻量化前一致,变形量最大为 0.284 32 mm,在轮毂使用的可接受范围内.

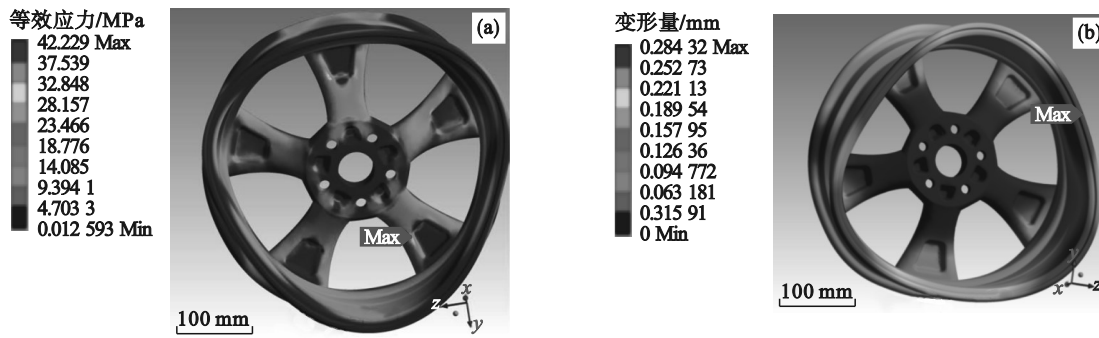


图 12 轻量化设计后模型静态分析云图

Fig. 12 Model static analysis cloud map after lightweight design

(a)—等效应力; (b)—变形量.

综上所述,轻量化设计后的轮毂模型在静态结构分析下仍具有较强的结构强度.对轻量化后

的轮毂模型进行模态分析如图 13 所示.

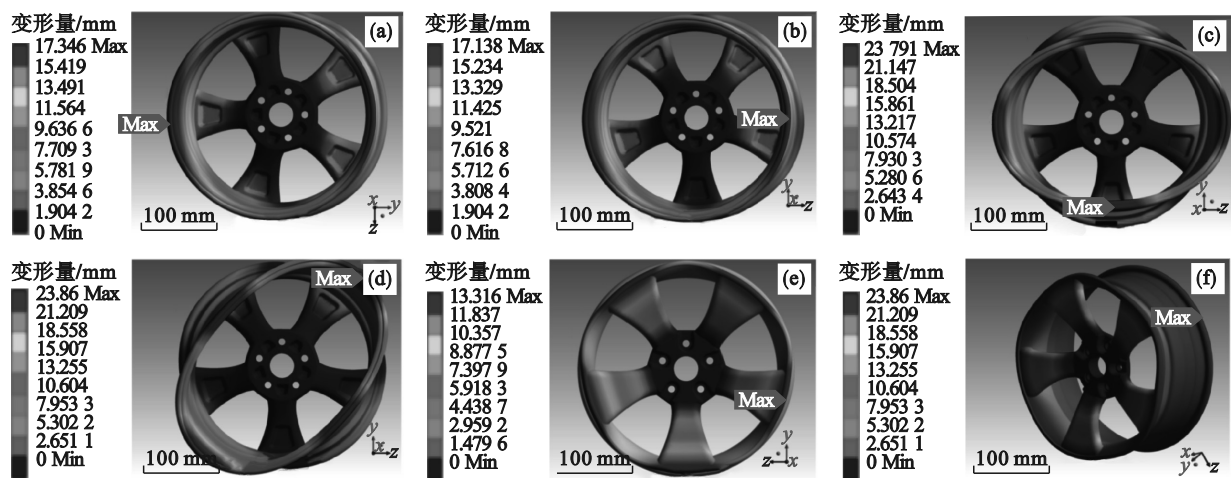


图 13 轻量化设计后模态分析云图

Fig. 13 Modal analysis cloud map after lightweight design

(a)—一阶振型; (b)—二阶振型; (c)—三阶振型; (d)—四阶振型; (e)—五阶振型; (f)—六阶振型.

由图 13 可知,一阶振型的频率由轻量化前的 344.27 Hz 降至 310.41 Hz;同时在一阶和二阶振

型的变形由轻量化前的扭转振动变成了倾斜振动,三阶和四阶振型则发生扭转振动,五阶和六

阶振型的振动特征则没有发生改变. 综上可知, 该轻量化模型在模态分析中具有良好的振动特征, 最低共振频率仍大于汽车一般行驶工况的 193.33 Hz.

对轻量化后的轮毂模型进行弯曲疲劳试验, 结果见图 14. 由图 14a 可知, 轻量化模型在弯曲疲劳试验中应力值最大的部位在对安装孔凸

台进行掏空处理部分的边缘, 最大应力为 149.02 MPa, 相对于轻量化前模型的 116.34 MPa 有所提升, 但仍在 A356 铝合金的许用范围内; 由图 14b 可知, 在轮辐背面接近安装盘的区域有一定的应力集中情况, 其中在安装盘背面的凹孔边缘也有应力集中情况, 由于该区域的应力低于最高应力值, 故不影响轮毂正常使用.

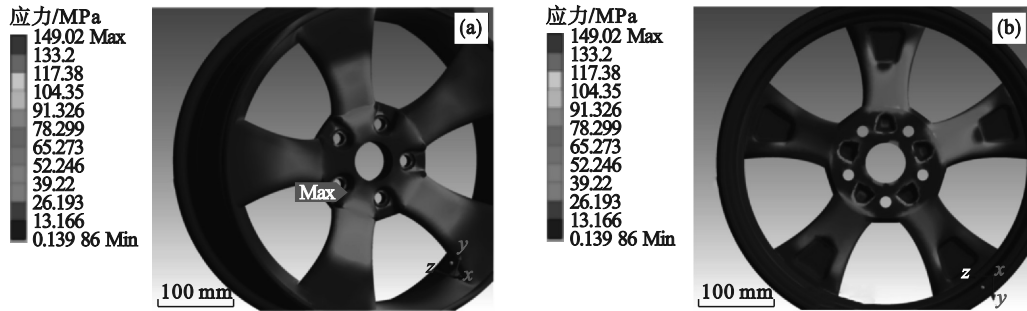


图 14 轻量化设计后弯曲疲劳试验的应力云图

Fig. 14 Stress cloud map of bending fatigue testing after lightweight design
(a)一正面应力图; (b)一背面应力图.

对轻量化后轮毂进行径向疲劳试验, 在轮毂两轮辐之间的窗口处和单条轮辐处进行 2 次试验, 结果如图 15 所示. 由图 15a 可知, 当径向载荷施加在两轮辐之间时, 产生的最大应力位于施加载荷的轮辋胎圈座部位, 同时在该窗口两侧的轮辐中的凹孔处均发生一定的应力集中情况, 其应力值分别为 21.288 和 20.518 MPa.

0.092 587 mm; 而当载荷施加在单条轮辐上的轮辋部位时, 由图 15c 可知, 最大应力值为 23.964 MPa, 位于轮辐与轮辋衔接的部位. 由图 15d 可知, 当载荷直接施加在单条轮辐部分, 同样产生较大的应力值, 位于轮辐背面的凹孔边缘, 分别为 22.265 和 22.144 MPa. 由图 15e 可知, 形变量最大的部位同样在施加载荷的胎圈座部位. 因此, 该轻量化轮毂模型在径向疲劳测试中仍具有较好的结构强度, 符合强度要求.

由图 15b 可知, 该载荷下的最大变形位置位于轮辋外侧施加载荷的胎圈座部位, 变形量为

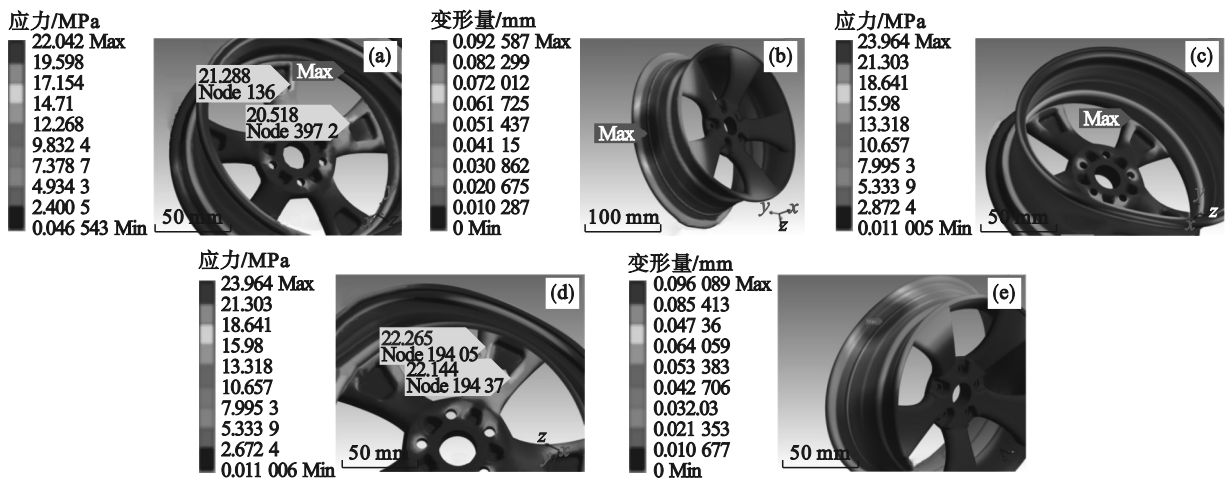


图 15 轻量化设计后径向疲劳试验的应力和变形云图

Fig. 15 Stress and deformation cloud map of radial fatigue testing after lightweight design
(a)一窗口处载荷应力云图; (b)一窗口处载荷变形云图; (c)一辐条处载荷应力云图;
(d)一辐条处载荷节点云图; (e)一辐条处载荷变形云图.

对轻量化设计后轮毂进行冲击试验, 最终得到冲锤下落到最低处时轮毂的正面、背面应力云

图和变形云图, 如图 16 所示. 由图 16a 可知, 轻量化模型在冲击试验中应力值最大的部位在与冲

锤接触的端点处,位于轮辋外缘,在冲击的瞬间发生应力集中现象,最大应力为 115.29 MPa,在轮辐背面凹槽边缘也出现一定的应力集中,该部位的应力最大值如图 16b 所示的 33.647 MPa;由

图 16c 可知,在冲击试验中轮毂变形量最大为 0.090 119 mm,分布在冲击发生的部位,同时受冲击一侧的轮辋也产生一定的变形. 综上可知,轻量化轮毂的性能仍然满足要求.

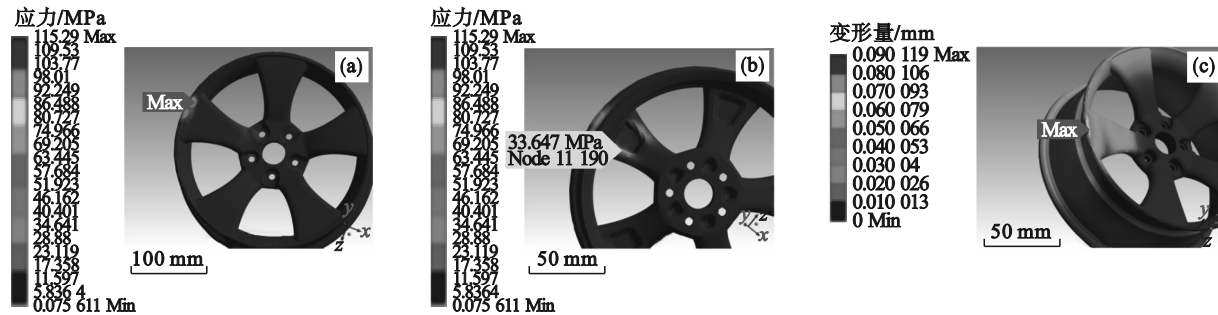


图 16 轻量化设计后冲击试验的应力和变形云图

Fig. 16 Stress and deformation cloud map of impact testing after lightweight design

(a)—正面应力图; (b)—背面应力图; (c)—变形云图.

轮毂轻量化设计前后各项试验结果发生了变化,如表 5 所示. 由表 5 可知,进行轻量化设计后的轮毂质量由 14.512 kg 降低至 13.467 kg,质量减轻了 7.2%. 在结构发生一定改变的同时,各项测试中的性能也有所变化,其中一阶固有频率降低了 9.834%,静态结构最大应力值增加了

60.68%,弯曲疲劳试验最大应力值增加了 28.09%,径向疲劳试验最大应力值降低了 75.99%,冲击试验最大应力值则降低了 0.06%. 综合各项数据可知,该轻量化轮毂在各项测试中均符合强度要求,最终达成了轮毂轻量化的目的.

表 5 轻量化设计前后数据对比
Table 5 Comparison of data before and after lightweight design

参数	质量/kg	一阶固有频率/Hz	静态结构	弯曲疲劳试验	径向疲劳试验	冲击试验
			最大应力 MPa	最大应力 MPa	最大应力 MPa	最大应力 MPa
轻量化前	14.512	344.27	26.282	116.34	99.79	115.36
轻量化后	13.467	310.41	42.229	149.02	23.964	115.29

6 结 论

1) 基于轮毂的静力学分析和模态分析,得出轮毂的最大应力为 26.282 MPa,满足强度要求,一阶固有频率为 344.27 Hz,不会因路面和发动机作用产生共振.

2) 弯曲疲劳试验中轮毂产生最大应力为 116.34 MPa;径向疲劳试验中轮毂产生最大应力为 99.79 MPa;冲击试验的轮毂产生最大应力为 115.36 MPa.

3) 基于弯曲疲劳试验和径向疲劳试验所得结果,利用 ANSYS Workbench 的结构优化模块对轮毂模型进行了拓扑优化分析,对优化设计后的轮毂再次进行了各项试验.轻量化设计后轮毂质量减轻了 7.20%,同时仍符合各项性能要求.

参考文献:

- [1] Ridha R A. Finite element analysis of automatic wheels [J]. *SAE Automotive Engineering Congress and Exposition*, 1976, 85(1): 760085.
- [2] Shah V, Patel P, Keshav M. Modeling and analysis of integrated wheel hub [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, 2256: 012035.
- [3] Käumle F, Schnell R. Entwicklungszeit von Leichtmetallrädern verkürzen [J]. *Materials Testing*, 1998, 40(10): 394-398.
- [4] Topaç M M, Ercan S, Kuralay N S. Fatigue life prediction of a heavy vehicle steel wheel under radial loads by using finite element analysis [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2012, 20: 67-79.
- [5] Muthuraj R, Badrinarayanan R, Sundararajan T. Improvement in the wheel design using realistic loading conditions—FEA and experimental stress comparison [C]//16th Asia Pacific Automotive Engineering Conference. Pune: the Automotive Research Association of India, 2011: 280106.
- [6] Karandikar H M, Fuchs W. Fatigue life prediction for wheels by simulation of the rotating bending test [J]. *SAE Transactions*, 1990, 99: 180-190.
- [7] Ferran G, Barros C R M, di Pasquale E, et al. Simplified

- numerical simulation of forming a car wheel disk using the SIMEX explicit FEM code, and comparisons with press-shop results [J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 1996, 60(1/2/3/4): 523-528.
- [8] Abe Y, Mori K, Ebihara O. Optimisation of the distribution of wall thickness in the multistage sheet metal forming of wheel disks [J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2002, 125: 792-797.
- [9] 秦德申. 轿车车轮动态应力的测试与分析[J]. *汽车工程*, 1989(4): 58-65.
(Qin De-shen. Test and analysis of the dynamic stress of car wheels[J]. *Automotive Engineering*, 1989(4): 58-65.)
- [10] 孙建鹏. 铝合金轮毂设计分析平台的建立及疲劳寿命研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
(Sun Jian-peng. Establishment of design and analysis platform and fatigue life research of wheel hub[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2014.)
- [11] 宋渊. 铝合金轮毂轻量化设计(CAE)[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
(Song Yuan. Lightweight design of aluminum alloy wheel hubs (CAE) [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2014.)
- [12] 王科, 王国林, 朱志武. 基于有限元法的汽车轮毂强度分析[J]. *机械工程师*, 2013(1): 32-33.
(Wang Ke, Wang Guo-lin, Zhu Zhi-wu. Strength analysis of automobile wheels based on the finite element method [J]. *Mechanical Engineer*, 2013(1): 32-33.)
- [13] 王倩倩, 王静, 韩欣欣. 基于 ANSYS Workbench 的越野汽车轮毂有限元分析及优化[J]. *汽车实用技术*, 2022(4): 72-75.
(Wang Qian-qian, Wang Jing, Han Xin-xin. Finite element analysis and optimization of off-road vehicle wheels based on ANSYS Workbench [J]. *Automobile Applied Technology*, 2022(4): 72-75.)
- [14] Sinokrot T, Nakhaeinejad M, Shabana A A. A velocity transformation method for the nonlinear dynamic simulation of railroad vehicle systems [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2008, 51(1): 289-307.
- [15] Stearns J, Srivatsan T S, Gao X, et al. Analysis of stress and strain distribution in a vehicle wheel: finite element analysis versus the experimental method [J]. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 2005, 40(6): 513-523.
- [16] Hawkins G, Kumar V. Structural analysis of alloy wheels [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, 1478: 012007.
- [17] Marron G, Teracher P. The application of high-strength, hot-rolled steels in auto wheels [J]. *JOM*, 1996, 48(7): 16-20.
- [18] Raju P R, Satyanarayana B, Ramji K, et al. Evaluation of fatigue life of aluminum alloy wheels under radial loads [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007, 14(5): 791-800.
- [19] Riesner M, DeVries R I. Finite element analysis and structural optimization of vehicle wheels [C]//International Congress & Exposition. Detroit, 1983: 830133.
- [20] Karthikeyan K, Kishore R, Jeeva K, et al. Topology optimization of an ATV wheel hub [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, 2027: 012022.
- [21] 肖占龙, 孙跃东. 基于 ANSYS 的汽车轮毂的轻量化研究 [J]. *农业装备与车辆工程*, 2022, 60(2): 143-148.
(Xiao Zhan-long, Sun Yue-dong. Research on the lightweight of automobile wheels based on ANSYS [J]. *Agricultural Equipment & Vehicle Engineering*, 2022, 60(2): 143-148.)
- [22] Pang W, Wang W P, Zhang W H, et al. Modeling and optimization for lightweight design of aluminum alloy wheel hub [J]. *Key Engineering Materials*, 2016, 723: 322-328.
- [23] Chu D M, Bai W J, He Y, et al. Research on lightweight technology of new carbon fiber wheel hub structure [J]. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021, 632(5): 052071.