

免充气轮胎优化设计有限元分析

黄兆阁, 李 伟, 孟祥坤, 雍占福*

(青岛科技大学 高分子科学与工程学院, 山东 青岛 266042)

摘要:以规格为2.50—14的C形孔洞免充气轮胎为研究对象,基于Abaqus有限元分析软件,建立免充气轮胎三维有限元模型。针对免充气轮胎的支撑结构最大应力和接地面积,以孔洞圆弧半径、支撑结构数量、硬质弹性体层宽度和硬质弹性体层厚度4个因子进行正交试验分析。结果表明,孔洞圆弧内侧半径为17 mm和外侧半径为20 mm、支撑结构数量为40个、硬质弹性体层宽度为44 mm、硬质弹性体层厚度为6 mm的优化设计免充气轮胎的支撑结构性能、承载能力及接地性能提升较大。

关键词:免充气轮胎;支撑结构;最大应力;接地面积;正交试验;优化设计;有限元分析

中图分类号:TQ336.1;O241.82

文献标志码:A

文章编号:1000-890X(2020)06-0449-06

DOI:10.12136/j.issn.1000-890X.2020.06.0449



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

免充气轮胎结构完全打破了传统充气轮胎结构的理念,由其弹性支撑结构提供承载和缓冲的作用。免充气轮胎不需要充气,不存在爆胎等问题,提高了车辆行驶的安全性。与传统的充气轮胎相比,免充气轮胎具有防爆、安全、耐用、低滚动阻力、经济和易加工等优点^[1-3]。

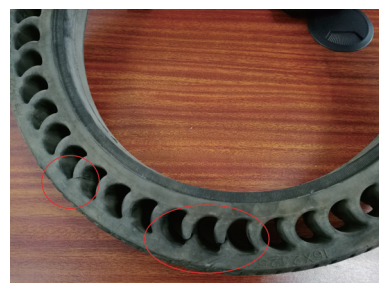
本研究所采用的规格为2.50—14的C形孔洞免充气轮胎如图1所示。



图1 免充气轮胎样品

免充气轮胎在实际使用过程中会发生支撑结构断裂(如图2所示),从而导致使用失效等问题。

在此,利用Abaqus有限元分析软件,建立免



(a) 损坏位置



(b) 局部损坏

图2 免充气轮胎的支撑结构损坏照片

充气轮胎的三维有限元模型进行模拟仿真;借助正交试验探究免充气轮胎的孔洞圆弧半径、支撑结构数量、硬质弹性体层(骨架材料)宽度和厚度4个因子对轮胎的支撑结构性能及承载能力和接地性能的影响,确定各因子水平的最优组合。

基金项目:山东省自然科学基金资助项目(ZR2017BEM015)

作者简介:黄兆阁(1968—),男,山东青岛人,青岛科技大学副教授,硕士,主要从事高分子材料高性能化的教学与科研工作。

*通信联系人(03496@qust.edu.cn)

1 免充气轮胎有限元模型的建立

1.1 有限元模型

免充气轮胎的三维有限元模型如图3所示。免充气轮胎主要由胎面(包括硬质弹性体层)、支撑结构和胎踵3部分组成。其具有独特的C形孔洞结构,C形孔洞之间的橡胶部件为支撑结构,起到支撑和缓冲的作用。

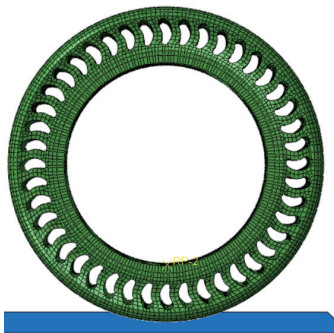


图3 免充气轮胎的三维有限元模型

硬质弹性体层在免充气轮胎中的位置见图4。胎面、硬质弹性体层、支撑结构和胎踵均设为可变形体,路面设为解析刚体。

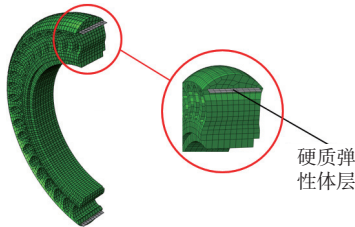


图4 硬质弹性体层位置示意

1.2 材料模型和参数

免充气轮胎所用的橡胶材料(胎面、支撑结构和胎踵材料)是近似不可压缩的超弹性材料^[4-5],综合比较各本构模型的拟合曲线与实际测试曲线,本研究采用拟合效果最好的Ogden 3阶模型对轮胎所用橡胶材料进行描述。Ogden模型可以较准确地表征发生大变形的不可压缩的橡胶材料,与Mooney-Rivlin模型相比形式上表现为伸长与应力之间的关系^[6],但使用的函数实际上也是Mooney-Rivlin模型使用的函数。由于橡胶接近于不可压缩的固体,其可压缩参数接近于0,泊松比接近于0.5,利用最小二乘法可以拟合出轮胎所用橡胶材料的Ogden 3阶模型的相关材料参数(见表1)。

表1 免充气轮胎所用橡胶材料的Ogden 3阶模型的材料参数

与剪切模量相关的参数 μ		应变硬化指数 α	
μ_1	1.257	α_1	1.098 5
μ_2	4.081×10^{-4}	α_2	11.983
μ_3	5.611×10^{-5}	α_3	-10.055

本研究硬质弹性体层设为弹性材料模型,弹性模量为606 MPa,泊松比为0.34。

1.3 负荷条件设置

根据作用力与反作用力大小相等、方向相反的原理,本研究采用在刚体路面上施加方向竖直向上、大小为100 kg的负荷力来等效代替免充气轮胎所受的竖直向下的力^[7-8],以模拟免充气轮胎近似负载两人时的受力状态。

1.4 接触和边界条件设置

对于免充气轮胎胎面与路面的接触问题,采用罚函数法求解^[9],摩擦因数设为0.5;胎面、支撑结构和胎踵的橡胶材料采用自接触模式,摩擦因数设为0.3。约束免充气轮胎胎踵的所有自由度^[10],模拟轮辋固定不动的状态,保证免充气轮胎在受力状态下只存在径向方向上的变形。采用rebar接合方式^[11-12]将硬质弹性体层嵌入到免充气轮胎胎面与支撑结构之间。

2 正交试验设计

为得到综合性能最优的免充气轮胎,选取免充气轮胎的孔洞圆弧半径(因子A)、支撑结构数量(因子B)、硬质弹性体层宽度(因子C)和硬质弹性体层厚度(因子D)作为正交试验的4个因子,每个因子各取3个水平,如表2所示。

表2 正交试验的因子水平

水平	因子			
	A/mm	B/个	C/mm	D/mm
1	$r_1=18, r_2=21$	40	44	4
2	$r_1=17, r_2=20$	42	42	5
3	$r_1=16, r_2=19$	44	40	6

注: r_1 为孔洞圆弧内侧半径, r_2 为孔洞圆弧外侧半径。

按照四因子三水平设计的9个正交试验方案如表3所示。

3 结果与讨论

选取免充气轮胎的支撑结构最大应力和接地

表3 正交试验方案

方案	A水平	B水平	C水平	D水平	因子水平组合
1	1	1	1	1	$A_1B_1C_1D_1$
2	1	2	2	2	$A_1B_2C_2D_2$
3	1	3	3	3	$A_1B_3C_3D_3$
4	2	1	2	3	$A_2B_1C_2D_3$
5	2	2	3	1	$A_2B_2C_3D_1$
6	2	3	1	2	$A_2B_3C_1D_2$
7	3	1	3	2	$A_3B_1C_3D_2$
8	3	2	1	3	$A_3B_2C_1D_3$
9	3	3	2	1	$A_3B_3C_2D_1$

面积作为正交试验的判断标准,9个方案的正交试验结果如表4所示,对相关的模拟结果进行极差(最大值与最小值之差)分析,从而确定免充气轮胎各因子水平的最优组合。

表4 正交试验结果

方案	支撑结构最大应力/MPa	接地面积/mm ²
1	1.285	1 254.90
2	1.419	1 169.48
3	1.312	1 051.03
4	1.149	1 123.76
5	1.440	1 246.07
6	1.322	1 217.05
7	1.295	1 203.50
8	1.295	1 078.55
9	1.579	1 278.02

3.1 支撑结构最大应力极差分析

免充气轮胎的支撑结构最大应力极差(R_1)分析如表5所示。

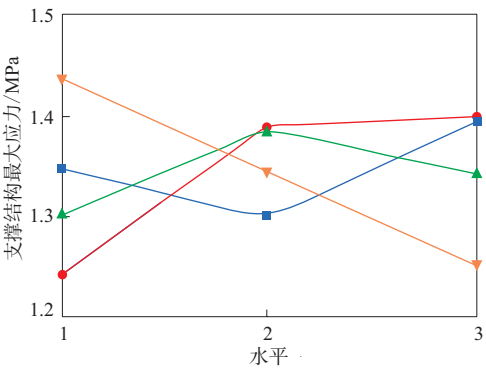
表5 免充气轮胎的支撑结构最大应力极差分析 MPa

指标	因子			
	A	B	C	D
K_1	1.339	1.243	1.301	1.435
K_2	1.304	1.385	1.382	1.345
K_3	1.390	1.404	1.349	1.252
R_1	0.086	0.161	0.081	0.183

注: K_i 表示各因子水平为*i*时所对应的支撑结构最大应力平均值。

由表5可知,4个因子对应的支撑结构最大应力极差由大到小的顺序为 $R_1(D)$, $R_1(B)$, $R_1(A)$, $R_1(C)$,说明硬质弹性体层厚度对免充气轮胎支撑结构最大应力的影响最显著,支撑结构数量的影响次之,硬质弹性体层宽度的影响最不明显。

各因子对免充气轮胎支撑结构最大应力的影响如图5所示。



因子: ■—A; ●—B; ▲—C; ▼—D。

图5 各因子对免充气轮胎支撑结构最大应力的影响

免充气轮胎支撑结构产生的应力越小,则支撑结构损坏的可能性越小。从图5可以看出,孔洞圆弧半径取水平2,支撑结构数量取水平1,硬质弹性体层宽度取水平1,硬质弹性体层厚度取水平3时,支撑结构最大应力最小。可知,就免充气轮胎的支撑结构最大应力而言,各因子水平的最优组合为 $A_2B_1C_1D_3$ 。

3.2 接地面积极差分析

免充气轮胎的接地面积极差(R_2)分析如表6所示。

表6 免充气轮胎的接地面积极差分析 mm²

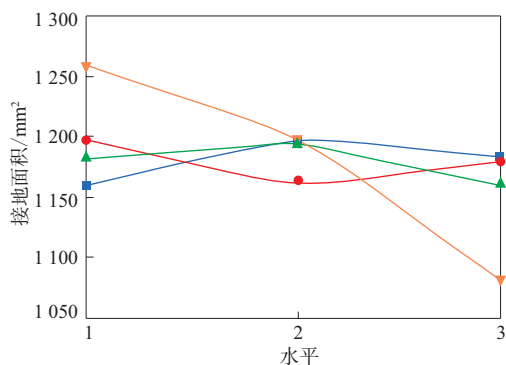
指标	因子			
	A	B	C	D
K'_1	1 158.47	1 194.05	1 183.50	1 259.66
K'_2	1 195.63	1 164.70	1 190.42	1 196.68
K'_3	1 186.69	1 182.03	1 166.87	1 084.45
R_2	37.16	29.35	23.55	175.21

注: K'_i 表示各因子水平为*i*时所对应的接地面积平均值。

由表6可知,4个因子对应的接地面积极差由大到小的顺序为 $R_2(D)$, $R_2(A)$, $R_2(B)$, $R_2(C)$,说明硬质弹性体层厚度对免充气轮胎接地面积的影响最显著,孔洞圆弧半径的影响次之,硬质弹性体层宽度的影响最不明显。

各因子对免充气轮胎接地面积的影响如图6所示。

免充气轮胎的接地面积越大,接地性能越好。从图6可以看出,孔洞圆弧半径取水平2,支撑结构数量取水平1,硬质弹性体层宽度取水平2,硬质弹性体层厚度取水平1时,免充气轮胎的接地面



注同图5。

图6 各因子对免充气轮胎接地面积的影响

积最大。可知,对免充气轮胎的接地性能来说,各因子水平的最优组合为 $A_2B_1C_2D_1$ 。

3.3 因子水平的最优组合

通过上述极差分析,分别得到了基于支撑结构最大应力和接地面积两种指标的因子水平最优组合,但在两种组合中各水平并不一致。需考虑各因子水平对轮胎性能影响的主次顺序,从而得到免充气轮胎的最优因子水平组合。

两种指标因子水平最优组合如表7所示。

表7 因子水平最优组合

指标	因子极差由大到小顺序	最优组合
支撑结构最大应力	DBAC	$A_2B_1C_1D_3$
接地面积	DABC	$A_2B_1C_2D_1$

其中,因子D对免充气轮胎支撑结构最大应力和接地面积的影响最为显著,因子A和B的影响次之,因子C的影响最不明显。对于表7中的两种组合,因子A和B的水平相同,因子C和D的水平不同。因子C的水平分别为1和2,因子D的水平分别为1和3。计算得出:因子C的水平取1时,支撑结构最大应力减小6.23%,接地面积减小0.58%,支撑结构最大应力减小较大;因子D的水平取3时,支撑结构最大应力减小12.75%,接地面积减小13.91%。可以看出,在减小支撑结构最大应力的同时接地面积也会相应的减小,不能实现在减小支撑结构最大应力的同时增大接地面积。

由于在实际使用中,免充气轮胎在支撑结构处出现的断裂问题较多,而接地问题相对较少,故在优化免充气轮胎时,优先考虑优化支撑结构性能,即优先减小支撑结构应力,在此基础上尽量增

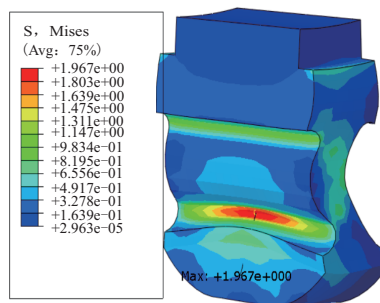
大接地面积,因此因子C选择水平1,因子D选择水平3。综上可知,本研究免充气轮胎的各因子水平最优组合为 $A_2B_1C_1D_3$ 。

3.4 优化设计轮胎模拟分析

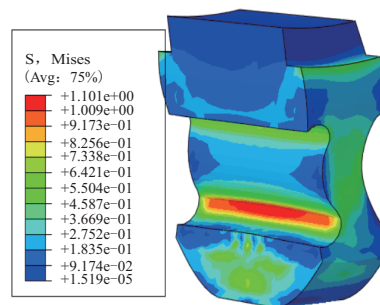
根据正交试验结果,得到免充气轮胎4个因子的最优组合如下:孔洞圆弧半径 r_1 为17 mm和 r_2 为20 mm,支撑结构数量为40个,硬质弹性体层宽度为44 mm,硬质弹性体层厚度为6 mm。根据最优组合建立优化设计的免充气轮胎模型,并进行相应的模拟仿真分析。

3.4.1 支撑结构性能

免充气轮胎的支撑结构应力分布云图见图7。



(a) 初始设计



(b) 优化设计

图7 免充气轮胎的支撑结构应力分布云图

从图7可以看出,与初始设计免充气轮胎相比,优化设计免充气轮胎的支撑结构最大应力降低44.03%。

免充气轮胎的支撑结构宽度方向的应力分布曲线如图8所示。

从图8可以看出,与初始设计免充气轮胎相比,优化设计免充气轮胎的支撑结构应力分布和过渡更加均匀,应力集中现象明显减少。

综上所述,与初始设计免充气轮胎相比,通过

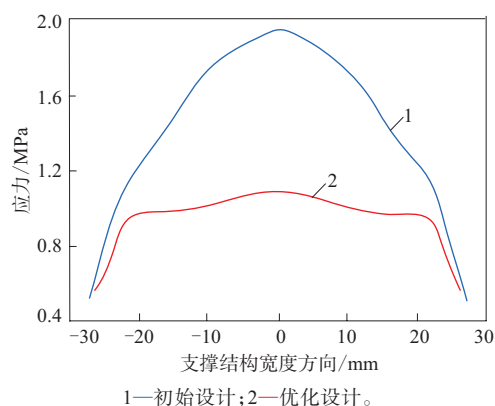


图8 免充气轮胎支撑结构宽度方向的应力分布曲线
正交试验得到的优化设计免充气轮胎的支撑结构性能明显提升。

3.4.2 承载能力

免充气轮胎的刚度曲线如图9所示。

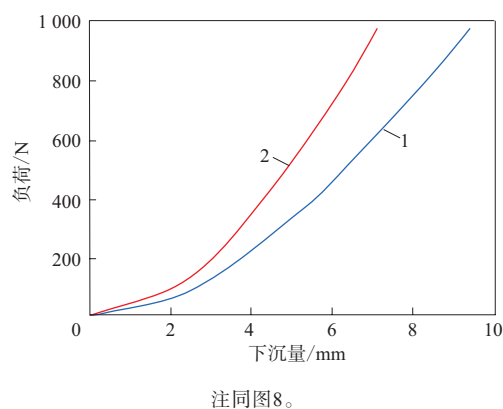


图9 免充气轮胎的刚度曲线

从图9中可以看出,与初始设计免充气轮胎相比,优化设计免充气轮胎的静刚度较大,承载能力更好。

3.4.3 接地性能

免充气轮胎的接地应力分布云图如图10所示。

从图10可以看出,与初始设计轮胎相比,优化设计免充气轮胎的接地应力稍有增大,但接地应力分布更加均匀连续,且双峰分布现象消失,说明轮胎的接地性能有较大改善。

免充气轮胎的3D接地应力分布如图11所示。

从图11可以看出,与初始设计免充气轮胎相比,优化设计免充气轮胎的接地应力分布明显更

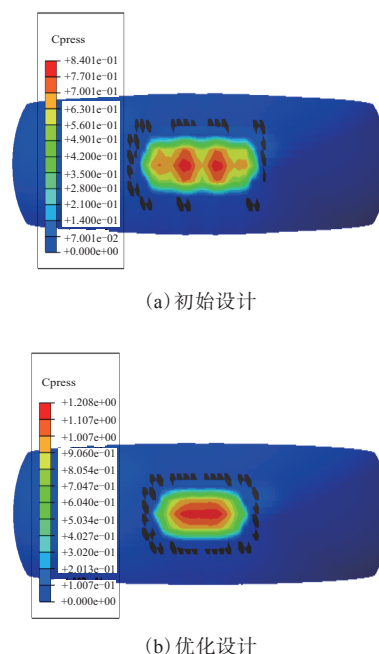
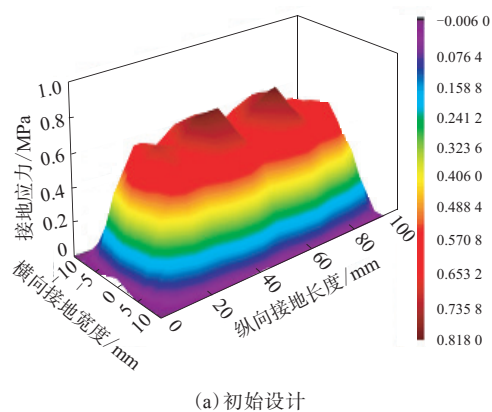
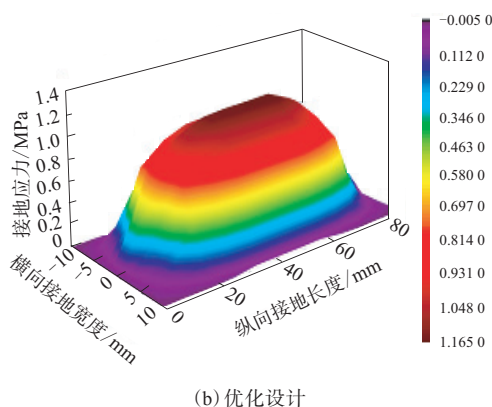


图10 免充气轮胎的接地应力分布云图



(a) 初始设计



(b) 优化设计

图11 免充气轮胎的3D接地应力分布

加连续均匀,双峰分布现象消失,接地性能提高,操控性能有较大改善。

4 结论

(1)免充气轮胎4个因子的最优组合为:孔洞圆弧半径 r_1 为17 mm和 r_2 为20 mm,支撑结构数量为40个,硬质弹性体层宽度为44 mm,硬质弹性体层厚度为6 mm。

(2)与初始设计免充气轮胎相比,优化设计免充气轮胎的支撑结构最大应力大幅减小,应力分布均匀,应力集中现象减少,轮胎的支撑结构性能及耐久性能明显提升。

(3)与初始设计免充气轮胎相比,优化设计免充气轮胎的静刚度增大,承载能力增强。

(4)与初始设计免充气轮胎相比,优化设计免充气轮胎的接地应力分布连续均匀,接地应力双峰分布现象消失,接地性能及操控性能有较大改善。

参考文献:

- [1] Jin Xiaochao, Hou Cheng, Fan Xueling, et al. Investigation on the Static and Dynamic Behaviors of Non-pneumatic Tires with Honeycomb Spokes[J]. Composite Structures, 2018, 187: 27-35.
- [2] 徐立, 储民. 国外电动汽车轮胎发展现状[J]. 橡胶工业, 2019, 66(8): 630-637.
- [3] 张天华, 许喆, 王伟. 交错结构免充气安全轮胎的静态接地性能和疲劳寿命的有限元分析与预测[J]. 橡胶工业, 2018, 65(12): 1383-1386.
- [4] Sarat Ghosh, Ranjan A Sengupta, Michal Kaliske. Prediction of Rolling Resistance for Truck Bus Radial Tires with Nanocomposite Based Tread Compounds Using Finite Element Simulation[J]. Rubber Chemistry and Technology, 2014, 87(2): 276-290.
- [5] Liu Hon H. Load and Inflation Effects on Force and Moment of Passenger Tires Using Explicit Transient Dynamics[J]. Tire Science and Technology, 2007, 35(1): 41-55.
- [6] 桑建兵, 邢素芳, 刘宝会, 等. 基于Ogden模型O型橡胶密封圈的大变形接触分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(2): 38-42.
- [7] 薛梓晨, 贺建芸, 唐霞, 等. 跑气保用轮胎侧倾滚动力学性能有限元分析[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2013, 40(S1): 50-55.
- [8] 刘肖英, 何雪涛, 邓世涛, 等. 蜂窝密度对蜂窝塑料轮胎性能的影响[J]. 塑料, 2014, 43(6): 97-100.
- [9] Surendranath. Effectiveness of Tetrahedral Finite Elements in Modeling Tread Patterns for Rolling Simulations[J]. Tire Science and Technology, 2014, 42(2): 101-114.
- [10] 张世豪. 基于稳健设计的非充气轮胎结构设计及优化[D]. 济南: 山东建筑大学, 2017.
- [11] Behroozi M, Olatunbosun O A, Ding W. Finite Element Analysis of Aircraft Tyre-effect of Model Complexity on Tyre Performance Characteristics[J]. Materials and Design, 2012, 35: 810-819.
- [12] 殷瑞婧, 雍占福, 冯启章, 等. 电动汽车轮胎滚动阻力与噪声协调设计及产品开发[J]. 轮胎工业, 2017, 37(2): 67-74.

收稿日期: 2019-12-28

Finite Element Analysis and Optimal Design of Non-pneumatic Tire

HUANG Zhaoge, LI Wei, MENG Xiangkun, YONG Zhanfu

(Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266042, China)

Abstract: By using the finite element analysis software Abaqus, 3-D finite element model of the non-pneumatic tire was established by taking 2.50-14 non-pneumatic tire with type C hole as the research object. Targeting the optimization of the maximum stress of supporting structure and grounding area of the non pneumatic tire, the orthogonal test was carried out to analyze four factors: the radius of the hole arc, the number of the supporting structure, the width of the hard elastomer layer and the thickness of the hard elastomer layer. The results showed that the supporting structure performance, load-carrying capacity and grounding performance of the non-pneumatic tire were greatly improved with the optimal design in which the inner radius and outer radius of the hole arc were 17 mm and 20 mm, respectively, the number of the supporting structures was 40, the width of the hard elastomer layer was 44 mm, and the thickness of the hard elastomer layer was 6 mm.

Key words: non-pneumatic tire; supporting structure; maximum stress; grounding area; orthogonal test; optimal design; finite element analysis